



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**MĚŘENÍ FLEXIBILITY KOMPONENT PODVOZKU VOZIDLA**

MEASURING THE FLEXIBILITY OF VEHICLE SUSPENSION COMPONENTS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Petr Gadas**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Jiří Míša**

**BRNO 2021**

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Petr Gadas**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Míša**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Měření flexibility komponent podvozku vozidla

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V rámci zpřesnění simulací vozidla Formula student v multi body softwaru, je nutné doplnit model prvky, jenž budou představovat skutečnou flexibilitu zavěšení. Z tohoto důvodu je nutné zrealizovat měření, díky kterému bude možné zjistit tuhosti jednotlivých komponent podvozku.

### Cíle bakalářské práce:

Popis kinematiky a elastokinematiky náprav vozidel.

Návrh a výroba měřicího zařízení.

Realizace měření a vyhodnocení výsledků flexibility komponent zavěšení.

### Seznam doporučené literatury:

KREITH, F. The CRC Handbook of Mechanical Engineering. 1998. ISBN 9780849308666.

MILLIKEN, W. F. a D. L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1526-9.

REIMPELL, J., H. STOLL a J. BETZLER. The automotive chassis: engineering principles : chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice. 2nd ed. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2001. ISBN 0768006570.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá popisem kinematiky a elastokinematiky náprav vozidel, návrhem a výrobou přípravku pro měření poddajnosti jednotlivých komponent podvozku, a následným provedením měření a vyhodnocením dat. Cílem je vyjádřit průběh tuhosti součástí podvozku vozu Formule Student Dragon X, která bude přiřazena počítačovému modelu podvozku v multi-body softwaru, čímž se dosáhne realističtějšího výpočtového modelu pro návrh kinematiky a dynamiky vozidla.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Kinematika, tuhost, přípravek, měření, fotogrametrická kamera, deformace,

## ABSTRACT

This bachelor's thesis describes suspension kinematics and elastokinematics of vehicle axles, contains the design and manufacturing method of a jig, designed to measure kinematic compliance of each suspension assembly, and deals with the measuring process and data evaluation. The goal is to measure the stiffness behaviour of suspension components of a Formula Student car Dragon X and to assign it to a multi-body software suspension model, which will result in a more detailed vehicle model, to achieve simulations that are closer to reality.

## KEYWORDS

Kinematics, stiffness, jig, measurement, camera for photogrammetry, deformation

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GADAS, Petr. *Měření flexibility komponent podvozku vozidla* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131846>.  
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 82 s. Vedoucí práce Jiří Míša.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Míši a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Petr Gadas

## PODĚKOVÁNÍ

Prvně bych chtěl poděkovat své rodině, která při mně stála od samého začátku, a poskytla mi podporu a volnost v děláni toho, co mě baví.

Další velké díky patří Ing. Jiřímu Míšovi, který mi byl vzorem už od začátku studia, a bez jehož vedení a cených rad by tato práce nedosáhla takových rozměrů, a také Týmu TU Brno racing, který mi poskytl mnoho rad a možností pracovat na zajímavých projektech.

V neposlední řadě děkuji mým přátelům a blízkým, kteří mě vždy drželi nad vodou, a mé přítelkyni, za její bezmeznou trpělivost a ochotu.

# OBSAH

<b>Úvod .....</b>	<b>8</b>
<b>1 Formule Student .....</b>	<b>9</b>
1.1 Soutěž Formule Student .....	9
1.2 TU Brno Racing .....	10
<b>2 Kinematika a elastokinematika vozidel .....</b>	<b>11</b>
2.1 Souřadný systém .....	11
2.2 Rozvor a rozchod nápravy .....	12
2.2.1 Rozvor .....	12
2.2.2 Rozchod .....	13
2.3 Střed a osa klopení .....	14
2.3.1 Střed klopení .....	14
2.3.2 Osa klopení .....	15
2.4 Odklon kol .....	17
2.5 Sběh a rozběh kol .....	19
2.6 Rejdová osa .....	21
2.6.1 Příklon rejdového čepu .....	21
2.6.2 Záklon rejdového čepu .....	22
<b>3 Jednotlivé poddajné prvky .....</b>	<b>23</b>
3.1 Ráfek .....	23
3.2 Sestava těhlice .....	23
3.3 Ramena .....	24
3.4 Monokok .....	25
<b>4 Pevnostní analýza ramene a monokoku .....</b>	<b>26</b>
4.1 Strukturální analýza ramene .....	26
4.1.1 Výpočtový model .....	26
4.1.2 Přiřazení materiálu .....	27
4.1.3 Tvorba kompozitní struktury .....	27
4.1.4 Okrajové podmínky .....	28
4.1.5 Vyhodnocení deformace .....	28
4.2 Strukturální analýza monokoku .....	30
4.2.1 Výpočtový Model .....	30
4.2.2 Přiřazení materiálu .....	31
4.2.3 Tvorba kompozitní struktury .....	31
4.2.4 Okrajové podmínky .....	33
4.2.5 Vyhodnocení deformace .....	33
<b>5 Nastavení tuhosti součástí .....</b>	<b>35</b>
5.1 Nastavení poddajnosti monokoku .....	35
5.2 Nastavení poddajnosti ramen .....	36
5.3 Nastavení poddajnosti ráfku a těhlice .....	36
<b>6 Zvolený způsob měření .....</b>	<b>37</b>
6.1 Měření ramen .....	37
6.2 Měření sestavy těhlice .....	37



6.3	Zatěžovací mechanismus.....	38
6.4	Fotogrametrická kamera.....	38
<b>7</b>	<b>Konstrukční návrh přípravku pro měření ramen .....</b>	<b>40</b>
7.1	Uchycení monokoku.....	40
7.1.1	Přední držák monokoku .....	40
7.1.2	Zadní držák monokoku .....	41
7.2	Zatěžující protikusy .....	43
7.2.1	Protikus přední nápravy .....	43
7.2.2	Strukturální analýza protikusu přední nápravy .....	44
7.2.3	Protikus zadní nápravy .....	46
7.2.4	Strukturální analýza protikusu zadní nápravy.....	47
<b>8</b>	<b>Konstrukční návrh přípravku pro měření těhlice .....</b>	<b>49</b>
8.1	Přípravek pro měření v osách X a Y .....	49
8.1.1	Držák náboje .....	49
8.1.2	Držáky bodů těhlice .....	50
8.1.3	Zatěžující protikusy.....	51
8.1.4	Strukturální analýza držáků .....	51
8.1.5	Strukturální analýza protikusů .....	53
8.2	Přípravek pro měření v ose Z .....	54
8.2.1	Držák náboje .....	54
8.2.2	Držáky bodů těhlice .....	54
8.2.3	Zatěžující protikusy.....	55
8.2.4	Strukturální analýza držáků .....	55
8.2.5	Strukturální analýza protikusů .....	56
<b>9</b>	<b>Výroba a montáž .....</b>	<b>57</b>
9.1	Výroba přípravku .....	57
9.2	Výroba zatěžujícího mechanismu .....	57
9.3	Montáž přípravku pro měření ramen.....	58
<b>10</b>	<b>Měření .....</b>	<b>59</b>
10.1	Příprava.....	59
10.1.1	Příprava tenzometru .....	59
10.1.2	Upevnění monokoku .....	60
10.1.3	polohování zatěžujícího protikusu .....	61
10.1.4	Umístění referenčních bodů .....	62
10.2	Průběh měření .....	63
10.2.1	Měření na tah .....	63
10.2.2	Měření na tlak .....	65
<b>11</b>	<b>Vyhodnocení .....</b>	<b>66</b>
11.1	Volba pevné základny.....	66
11.2	Zavedení souřadného systému .....	67
11.3	Vyjádření tuhosti .....	67
11.3.1	Přední trubka horního ramene .....	68
11.3.2	Zadní trubka horního ramene .....	69
11.3.3	Přední trubka spodního ramene.....	71
11.3.4	Zadní trubka spodního ramene.....	73

<b>Závěr .....</b>	<b>75</b>
<b>Seznam použitých zkratek a symbolů.....</b>	<b>79</b>

## Úvod

Tato práce se zabývá problematikou flexibility jednotlivých částí podvozku vozidla Dragon X vyvinutého v rámci mezinárodní soutěže Formule Student pro závodní sezónu 2019/2020 týmem TU Brno Racing, který sídlí na VUT FSI.

Návrh geometrie podvozku je klíčový způsob, jak dosáhnout požadovaného chování vozidla v různých jízdních stavech a mezi jejich přechody. Jelikož závodní charakter soutěže Formule Student klade vysoké nároky na geometrii zavěšení, využívá se pokročilých simulačních softwarů, které analyzují geometrii počítačového modelu vozidla, a následně vyhodnocují jeho chování.

Výstupní data z výpočtových simulací jsou v podobě průběhu parametrů geometrie nápravy, jako je sbíhavost či odklon kola, v závislosti na jeho zatočení či propružení. Jelikož poddajnost jednotlivých komponent podstatně ovlivňuje průběh daných parametrů, tak je důležité znát co nejpřesněji závislost deformace na zátěžné síle každého dílčího prvku podvozku, aby byly vyhodnocené počítačové simulace co nejspolehlivější.

Pro měření tuhosti byl navržen přípravek, který umožňuje zatěžovat jednotlivé součásti nápravy, a pomocí tenzometru měřícího zátěžnou sílu, zjištěnou z měření sil v různých jízdních stavech, a kamery pro fotogrammetrii, měřící deformaci, se dosáhne potřebných dat pro určení tuhosti daného prvku.

Přípravek musí být co nejméně deformovatelný, aby byla zajištěna dostatečná spolehlivost měření, a zároveň značných rozměrů, aby bylo možné do něj uchytit i celý monokok, který se nemálo podílí na celkové deformaci podvozku. Z těchto důvodů je přípravek vyroben jako svařenec z ocelových plechů.

Následně bylo provedeno měření a vyhodnocení dat v podobě průběhu tuhosti naměřených součástí.

# 1 FORMULE STUDENT

## 1.1 SOUTĚŽ FORMULE STUDENT

Soutěž Formule Student je v dnešní době jedna z nejrozšířenějších výukových soutěží v oblasti vysokoškolského vzdělávání v technických oborech. Dělí se celkově na tři kategorie. Nejobsáhlejší větví jsou vozidla poháněna spalovacím motorem (Internal Combustion Engine Vehicles), což je kategorie, ve které tým TU Brno Racing úspěšně působí už řadu let, následně vozidla na elektrický pohon (Electric Vehicles) a vozidla bez řidiče (Driverless Vehicles).

Výukový program založil tehdejší profesor Texaské Univerzity Ron Matthews v roce 1980 s cílem umožnit studentům využít jejich znalosti, a naučit je se věnovat konstrukčním problémům tak, jak se k nim přistupuje v praxi. V dnešní době probíhá soutěž Formule Student každý rok po celém světě ve více než 20 zemích, s účastí přes 500 týmů. [16]

Úkol každého týmu je navrhnout a zkonstruovat vozidlo formulového typu v souladu s pravidly soutěže, které bude následně soutěžit ve statických a dynamických disciplínách. Do dynamických disciplín patří Akcelerační na 75 metrů, jenž hodnotí zrychlení vozidla, Skid Pad, což je disciplína, která se soustředí na chování vozidla při ustálené jízdě v kruhu, a zkouší boční zrychlení vozidla, Autocross, který testuje celkové chování vozidla na krátké trati a následně Endurance, která hodnotí spolehlivost vozidla a nakládání s palivem. Před podstoupením dynamických zkoušek musí monopost každého týmu projít technickou prohlídkou, u které se zkontroluje, zda vůz odpovídá pravidlům, a zda je způsobilý k jízdě z hlediska bezpečnosti. Statické disciplíny se naopak soustředí na samotný konstrukční design, zvolené technologie výroby a s tím spojené náklady, validaci návrhu a obchodní plán, dle kterého by bylo možné monopost prodat cíleným zákazníkům. [1] [2]



Obr. 1 - Panoramické foto ze soutěže FS East [3]

## 1.2 TU BRNO RACING

Tým TU Brno Racing, který sídlí na Vysokém Učení Technickém v Brně, je součástí Formule Student přes 10 let v kategorii vozidel se spalovacími motory, a od roku 2020 se zapojil i do kategorie vozidel na elektrický pohon. V týmu působí průměrně 40 členů z různých fakult VUT rozdělených do jednotlivých sekcí, starající se o konkrétní části monopostu, jako je podvozek či pohonná jednotka. Každý člen týmu se podílí na vývoji nového monopostu série Dragon, který se každoročně utká s monoposty jiných vysokoškolských týmů z celého světa. V roce 2020 se týmu podařilo sestrojít desátý monopost na spalovací motor Dragon X, zároveň s prvním monopostem na elektrický pohon, Dragon ED1.

Za ta léta prošel monopost Dragon značnými změnami. Mezi ty největší patří nahrazení trubkového rámu monokokem z kompozitní struktury, či využití systému odpružení typu „Roll-Heave“. Díky dlouholetým nabraným zkušenostem se tým TU Brno Racing vyšplhal mezi ty nekompetentnější týmy ve světové kategorii (Při poslední sezóně v roce 2019 se v soutěži FS Netherlands a FS Czech umístil na 3. místě, v FS East na 4. místě a v neoficiálním mistrovství světa, Formula Student Germany, na 9. místě) a stále se drží ve světové špičce. [4]



*Obr. 2 - Monopost Dragon ED2 a Dragon X před Fakultou Strojního Inženýrství [5]*



## 2 KINEMATIKA A ELASTOKINEMATIKA VOZIDEL

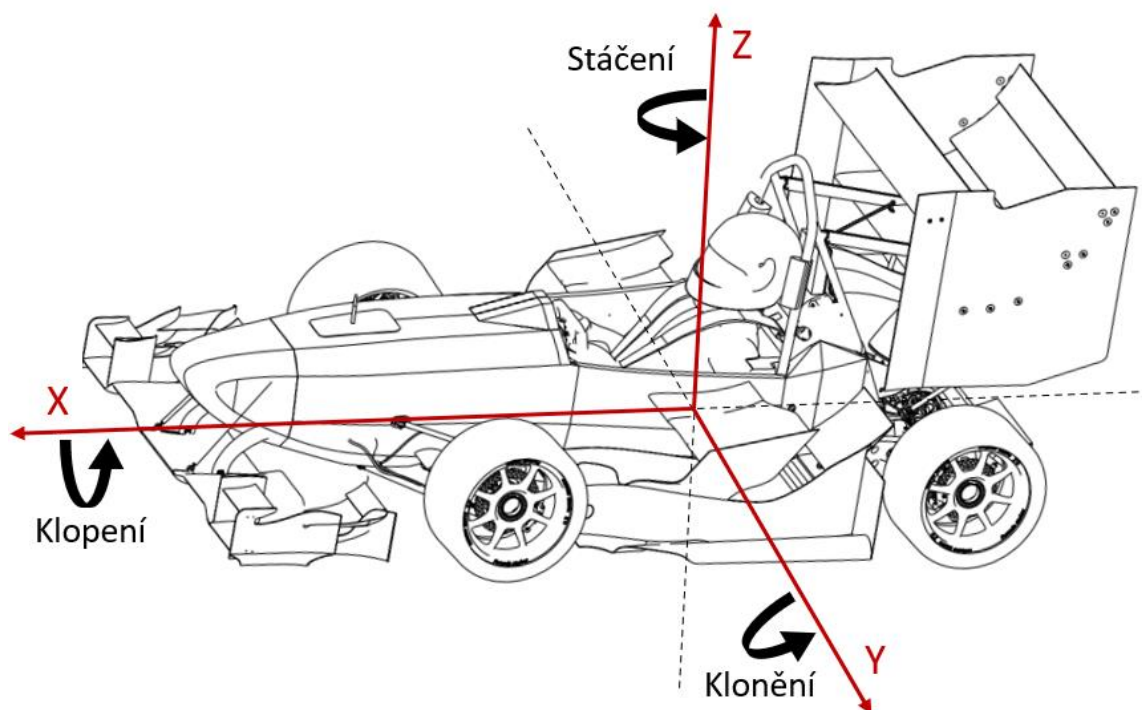
Kinematika se věnuje analýze pohybu a chování neodpružené hmoty vozidla v závislosti na zdvihu kola či jeho rotaci, a popisuje, jaký na to má vliv způsob jeho propojení s šasi. Správně navrhnout kinematiku vozidla je stěžejní krok pro zaručení spolehlivosti a stabilního chování vozidla na vozovce, či snížení opotřebení pneumatik. [6]

Zatím co kinematika popisuje chování tuhé sestavy podvozku při požadovaném pohybu kola, tak elastokinematika popisuje vliv elasticity jednotlivých částí nápravy, která má za následek nežádoucí výchylky kola od své původní polohy vlivem působících sil a momentů mezi pneumatikou a vozovkou. Častým zdrojem těchto výchylek jsou vůle v uložení ramen, či značná pružnost pryžových lůžek, které se využívají pro tlumení kmitavých pohybů nápravy. [7]

Jelikož mají monoposty série Dragon lichoběžníkové nápravy, tak budou jednotlivé kinematické parametry popsány převážně z hlediska vlivu na právě tento typ zavěšení.

### 2.1 SOUŘADNÝ SYSTÉM

Při popisování jednotlivých kinematických jevů a silového či momentového působení se bude práce odkazovat k následujícímu souřadnému systému a jeho rovinám, který je umístěn v těžišti vozidla s osami znázorněnými na Obr. 3. [7]



Obr. 3 - Souřadný systém vozidla

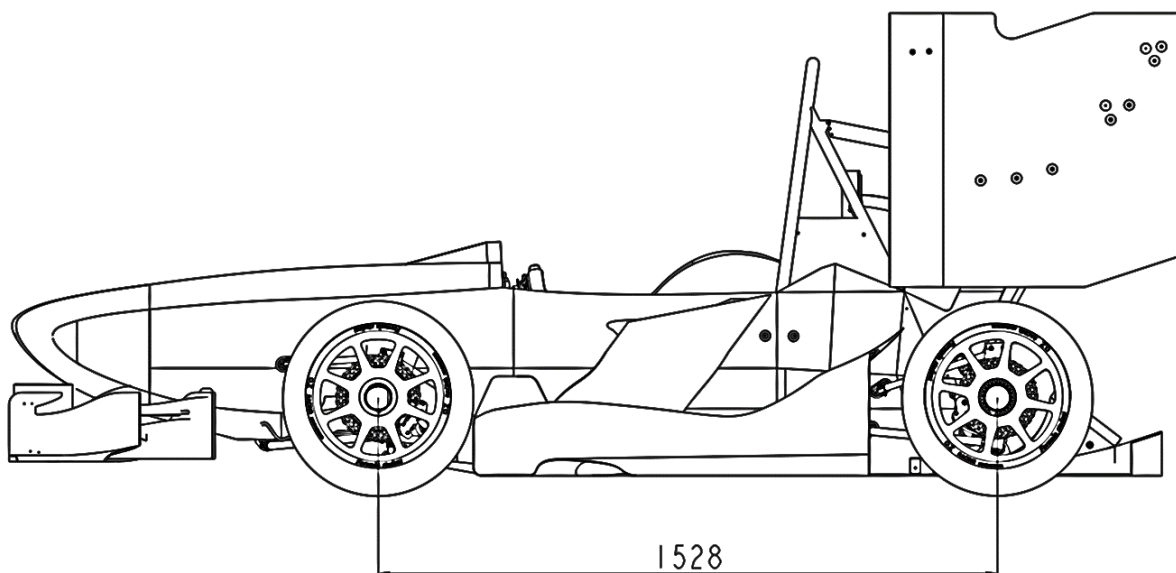
## 2.2 ROZVOR A ROZCHOD NÁPRAVY

Jedná se o základní parametry nápravy vozidla, které udávají první nástin toho, jak se bude vozidlo chovat při jízdě, a od kterých se odvíjí omezení volnosti při návrhu zbylých kinematických prvků.

### 2.2.1 ROZVOR

Rozvor je definován jako vzdálenost středu přední nápravy od středu zadní nápravy. Zvolená délka rozvoru má především vliv na komfort a rychlost odezvy vozidla při jízdě. Dlouhý rozvor v poměru s celkovou délkou vozidla představuje snazší způsob, jak umístit posádku mezi nápravy, a díky rozložení zátěžných sil na větší délce dochází k menším pohybům prostoru pro pasažéry při vychýlení podvozku. Dané rozložení zároveň umožňuje využít pružiny menších tuhostí, což má za následek pohodlnější jízdu díky sníženému přenosu hmotnosti. Kratší rozměr rozvoru dává prostor snížení celkové hmotnosti vozidla a umožňuje při průjezdu zatáčkou jízdu po menším poloměru otáčení při stejném natočení volantu. [7]

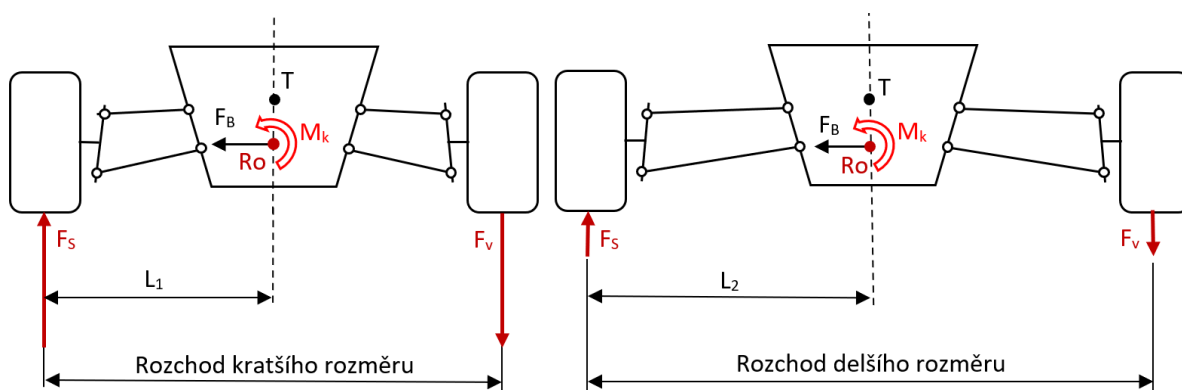
Jelikož je delší rozvor způsob, jak dosáhnout vysokého komfortu jízdy, tak se jej snaží dosáhnout valná většina osobních automobilů, zatím co závodní vozidla se naklánějí ke kratším rozměrům, které umožňují rychlejší průjezd zatáčkou a kratší reakční odezvu při řízení. Nemusí tomu však takto být vždy, názorným příkladem jsou vozy formulového typu, které dosahují značných rozměrů, neboť delší rozvor zvyšuje stabilitu při vyšších rychlostech. [7]



Obr. 4 - Rozvor nápravy monopostu Dragon X

## 2.2.2 ROZCHOD

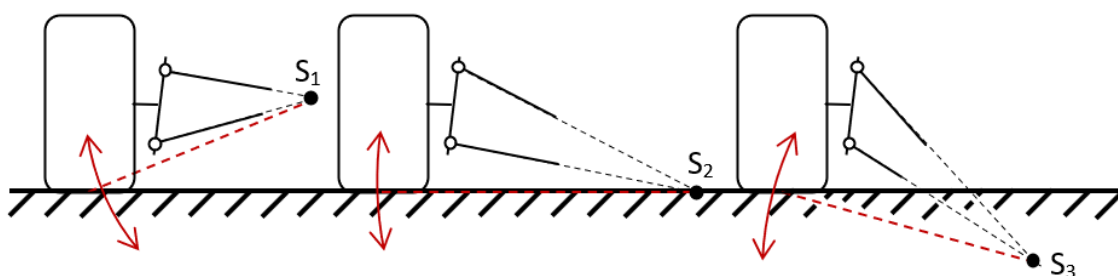
Rozchod je vzdálenost mezi středy stop pneumatik na stejné nápravě. Vliv má především na přenos hmotnosti při průjezdu zatáčkou a na klopení vozidla. Obecně je žádané mít široký rozchod kol, neboť na větším rameni mezi středem klopení a středem stopy pneumatik je potřeba menší reakční síly, pro vyvážení klopného momentu při průjezdu zatáčkou. Dochází tedy k menšímu přenosu hmotnosti a menšímu rozdílu kontaktu pneumatiky s vozovkou na vnitřní a vnější straně vozidla, což má za následek stabilnější a pohodlnější stav jízdy. [7]



Obr. 5 - Grafické znázornění rozložení sil na přední nápravě při průjezdu levou zatáčkou

Při návrhu rozchodu na vozidle s nápravou lichoběžníkového typu je třeba kontrolovat umístění okamžitého středu klopení kol a karoserie. Na rozdíl od rozvoru, který se mění zanedbatelně pouze vlivem elasticity součástí podvozku, může hodnota rozchodu značně kolísat, v závislosti na umístění okamžitých středů klopení. [8]

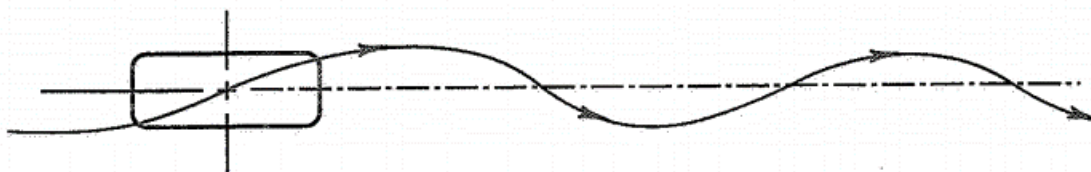
Při vertikálním chodu kola dochází k jeho rotaci okolo jeho středu klopení, který se nachází na průsečíku přímek, vedoucích skrz kloubové spoje jednotlivých ramen. V závislosti na tom, kde se tento střed nachází vůči vozovce, lze následně zjistit velikost horizontálního chodu kola, případně jej korigovat. [8]



Obr. 6 - Vliv umístění středu klopení na rozpětí změny rozchodu

Z obr. 6 je zřejmé, že k minimální změně rozchodu dojde tehdy, když bude okamžitý střed klopení kola umístěn na vozovce. Nejedná se o podmínku při návrhu kinematiky vozidla, ale je třeba tento jev brát na uvážení. Při příliš velkém rozpětí změny rozchodu by při jízdě po nerovnoměrném povrchu vznikaly boční síly v kontaktu pneumatiky s vozovkou a změny ve směrové úchylce, což by mělo za následek změnu vstupní síly do řízení a tedy narušení stability, ačkoliv se jedná o jízdu po rovině. [6]





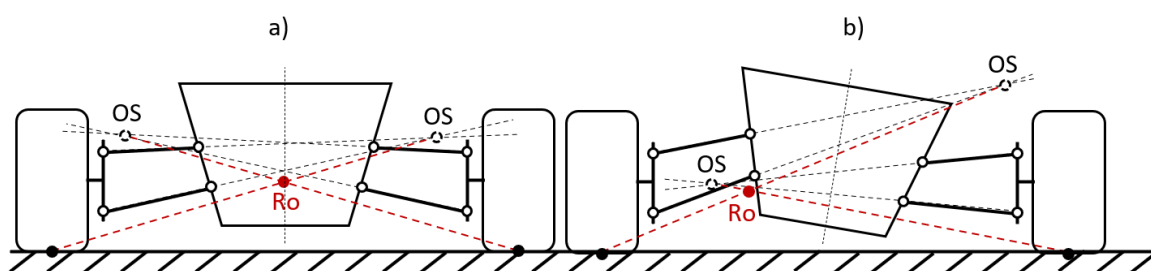
Obr. 7 - Dráha kola po drsné vozovce u vozidla s širokým rozpětím změny rozchodu [6]

## 2.3 STŘED A OSA KLOPENÍ

Středy klopení jsou body na přední a zadní nápravě, kolem kterých daná náprava rotuje při průjezdu zatáčkou. Propojením těchto bodů získáme osu klopení celého vozidla. Jedná se o kinematické parametry, které udávají bod silových reakcí mezi odpruženými a neodpruženými hmotami. [7]

### 2.3.1 STŘED KLOPENÍ

Střed klopení se dá také popsat jako pól, kolem kterého karoserie rotuje, při působení bočních sil. Okamžitý střed klopení odpružené hmoty získáme propojením středu stopy pneumatiky s okamžitým středem klopení kola, jehož způsob určení byl vysvětlen v kapitole 2.2.2. Ze způsobu určení středu vyplývá, že jeho umístění je přímo závislé na tom, kde se vyskytuje okamžitý střed klopení kol. Zároveň jeho umístění závisí na úhlu, který svírají jednotlivá ramena s vozovkou, z čehož plyne, že se jeho pozice mění v závislosti na čase při průjezdu zatáčkou. Je nutné brát v potaz, že daný způsob určení je validní pouze tehdy, kdy předpokládáme dokonale tuhou nápravu a nulovou směrovou úchylku stopy pneumatiky, jinými slovy zanedbáváme vliv elastokinematiky. [6]



Obr. 8 - Znázornění okamžitého středu klopení nápravy s (a) nulovým a (b) nenulovým úhlem klopení

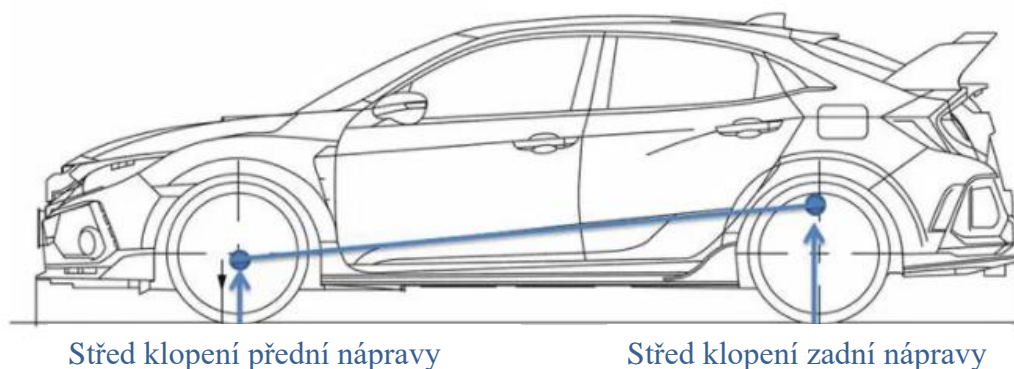
Střed klopení hraje stěžejní roli v určování velikosti reakčních sil na dané nápravě mezi odpruženými a neodpruženými hmotami při bočním přetížení, od čehož se následně odvíjí kontrola samořízení nápravy při klopení, či možnosti nastavení odpružení pro komfort jízdy. Při průjezdu zatáčkou působí na vozidlo dostředivá síla v jeho těžišti, která má za následek klopení karoserie (výjimkou je situace, kdy leží střed klopení v těžišti). Působíště této síly lze přemístit do středu klopení při zavedení příslušného klopného momentu pro zachování silové a momentové rovnováhy. V obou případech jsou tato silová a momentová působení zdrojem vzniku reakčních sil ležících na střednicích stop pneumatik. [7]

Čím blíže je střed klopení umístěn k těžišti, tím menší je klopný moment, a tudíž dochází k menšímu vertikálnímu chodu kola, a tedy menší změně rozchodu nápravy. Výsledkem je větší kontrola nad vozidlem při průjezdu zatáčkou. Na druhou stranu, při zvyšování středu klopení se zvětšuje rameno mezi vozovkou a středem působení dostředivé síly, čímž se zvětšuje moment převrácení, který sice negeneruje žádné klopení, ale při jeho příliš velké hodnotě může dojít ke ztrátě kontaktu pneumatiky s vozovkou na jedné straně nápravy (příklad zadního kola na Obr. 10), a následně k převrácení vozidla. Umístění středu klopení se tedy volí takovým způsobem, aby docházelo k přijatelnému klopení, které umožňuje dostatečnou kontrolu nad vozidlem a komfortní pocit z jízdy, s přihlédnutím na bezpečnost vůči převrácení vozidla. Jinými slovy se jedná o kompromis mezi účinky klopného momentu a momentu převrácení. [6]

### 2.3.2 OSA KLOPENÍ

Osa klopení je spojnice středu klopení přední a zadní nápravy. Reprezentuje osu, kolem které dochází ke klopení celé karoserie. Jelikož je osa přímo spojena se středy, tak se s nimi její pozice náležitě mění, a spojením středů získáme pouze osu klopení v daném okamžiku. [7]

Při návrhu středů a osy klopení se nejdříve hledí na přední nápravu vozidla, kde, jak už bylo zmíněno, se kontroluje změna rozchodu, která může generovat nežádoucí reakční síly v řízení z důvodu vzniku bočních sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Následně se zvolí výška středu klopení zadní nápravy, a podle něj navrhne úhel ramen. Střed klopení zadní nápravy by měl být umístěn vůči vozovce o něco výše, než na nápravě přední, kvůli přenosu hmotnosti při vzniku bočního přetížení. [7]



Obr. 9 - Znáznornění osy klopení vozidla [10]

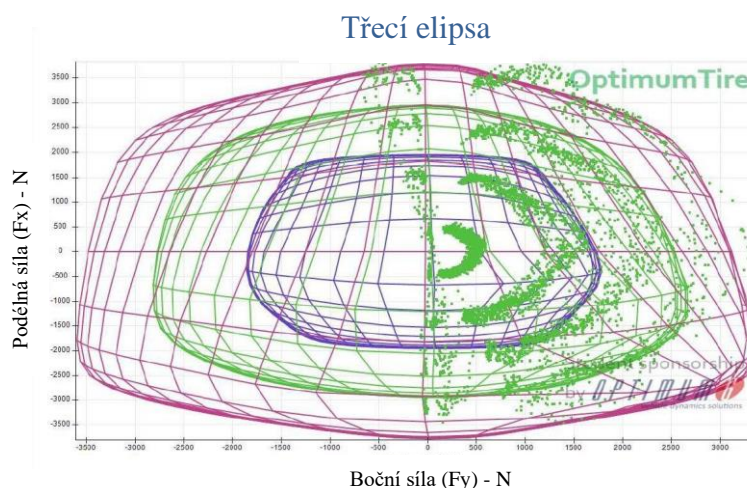
Výše bylo uvedeno, že působiště boční síly v těžišti lze přenést do středu klopení při zavedení příslušného klopného momentu. To má za následek rozdělení charakteru přenosu hmotnosti na tzv. geometrický a elastický. Geometrický přenos hmotnosti se děje vlivem boční síly působící ve středu klopení, a z toho důvodu se projeví okamžitě, neboť nedochází k žádnému klopení karoserie. Pružiny a tlumiče se tedy nestlačují, a boční přetížení je přímo vedeno lichoběžníkovými rameny a reagováno boční silou mezi pneumatikou a vozovkou. Zdroj elastického přenosu hmotnosti je klopný moment, který natáčí karoserii kolem svého středu, stlačuje a vyvšuje kola, a projeví se tedy později, v závislosti na tuhosti pružin. [7] [23]



Obr. 10 – Rozložení přenosu hmotnosti u vozidla s náhonem na přední kola [9]

Při vyšším středu klopení je na zadní nápravě větší geometrický přenos hmotnosti, než na přední nápravě, což má za následek menší celkovou boční sílu. Na přední nápravě je tím pádem větší boční síla vyvolávající pozitivní stáčivý moment, který způsobuje přetáčivé chování vozidla. Jinými slovy je „ochotnější“ vjíždět do zatáčky. Je ale třeba si uvědomit, že při vyšším přenosu hmotnosti dochází ke ztrátě kontaktu pneumatiky s vozovkou na vnitřní straně vozidla, a s příliš velkou směrnici růstu osy k zadní nápravě může dojít ke ztrátě výkonu u vozidel, která na této nápravě mají hnací ústrojí. Většina vozidel s pohonem na přední kola má proto střed klopení výše na zadní nápravě, neboť z původně nedotáčivých vlastností, se díky rychlému přenosu hmotnosti na zadní nápravě stane auto na vstupu do zatáčky přetáčivé. [23] [24]

Ačkoliv je vyšší střed klopení na zadní nápravě žádaný, je třeba dát pozor na to, aby nebyl příliš vysoko. Při příliš vysokém přenosu hmotnosti může dojít k omezení, či dokonce ztrátě kontaktu vnitřního kola s vozovkou, což by mělo za následek buď k protočení kola v podélném směru, nebo ke smyku zadní nápravy v příčném směru. Zároveň při přetížení hnaných kol v podélném směru klesá jejich únosnost bočních sil (Viz. Obr. 11), a může dojít ke smyku. [7]

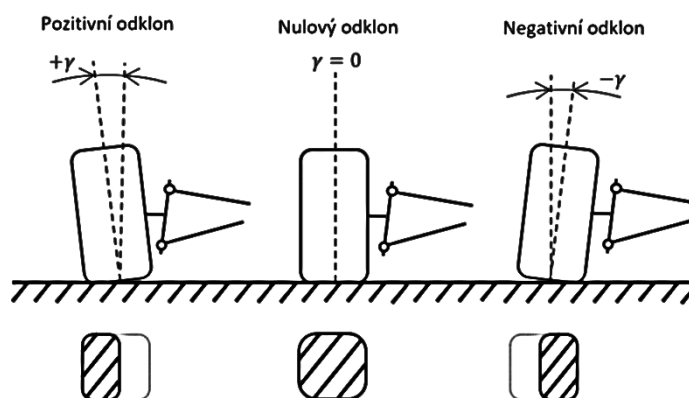


Obr. 11 - Třecí elipsa pneumatiky proložená daty z jízdy [12]

Z elastokinematického hlediska je také třeba zajistit dostatečnou tuhost komponent. Jak bylo výše zmíněno, při geometrickém přenosu hmotnosti je síla vedena skrz ramena lichoběžníkové nápravy. Při nedostatečné tuhosti ramen může dojít k nežádoucímu klopení z důvodu deformace jednotlivých prvků, a následně k samožřízení vozidla, kdy vznikají nezávisle na řidiči boční síly a vratné momenty natáčející kolo kolem své svislé osy. Dalším potenciálním problémem tohoto jevu je větší změna rozchodu či příliš velké klopení, které by vedlo ke kontaktu nápravy s karoserií vozidla. [8]

## 2.4 ODKLON KOL

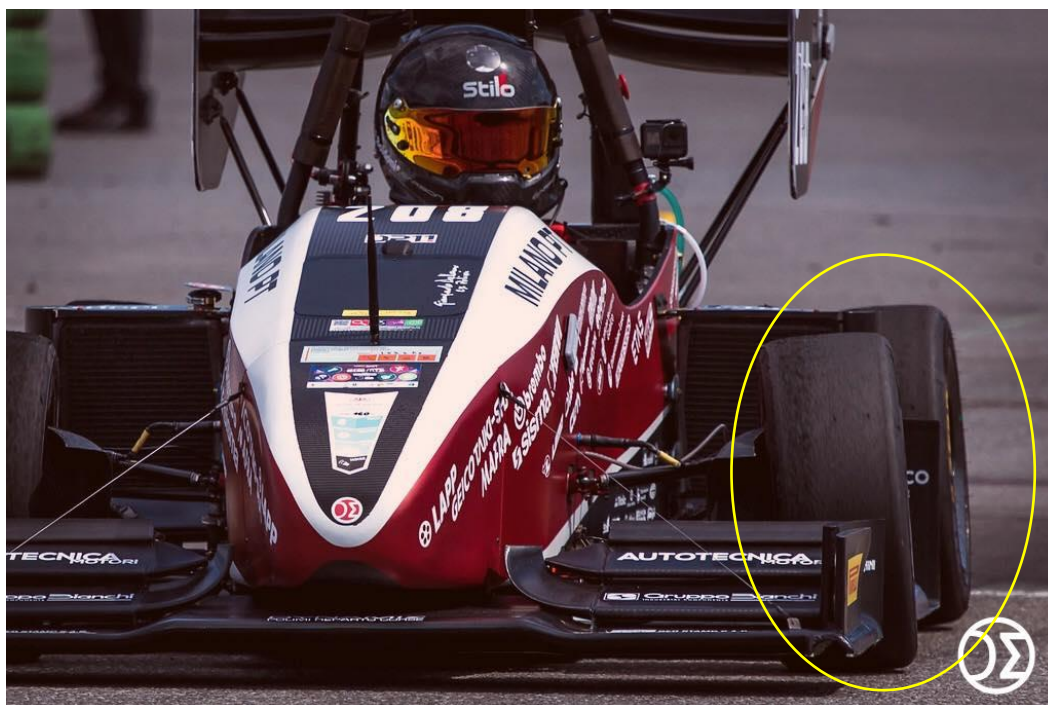
Odklon kola je popisován jako úhel mezi osou kola a kolmicí na vozovku, promítnutý do roviny YZ. Pokud je kolo nakloněno směrem k vozidlu, tak má tzv. negativní odklon, pokud je nakloněno od vozidla, odklon je pozitivní. [7]



Obr. 12 - Typy úhlů odklonu a jim příslušná styková plocha pneumatiky s vozovkou



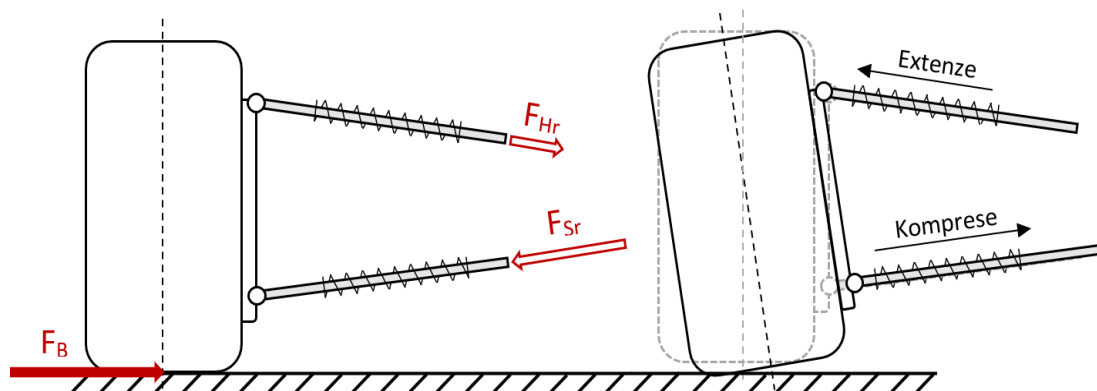
Pozitivní odklon je používán nejméně. Vyskytuje se hlavně u vozidel s vysokou únosností, aby při jejich naložení došlo k vyrovnání odklonu a vzniku maximální styčné plochy mezi pneumatikou a vozovkou. Nulový úhel odklonu se používá v případě, kdy nedochází k průjezdům příliš prudkých zatáček, při kterých by mělo kolo velký chod. Při jízdě po rovině je tím pádem celá plocha pneumatiky v kontaktu s vozovkou, což umožňuje maximální využití výkonu při zrychlení. Ze zmíněných důvodů se tedy vyskytuje převážně u osobních vozidel. Negativní odklon je nejrozšířenější nastavení, používané hlavně v motorsportu. Využívá se u vozidel, která jsou často vystavena prudkému bočnímu přetížení, a tráví minimální čas jízdou po rovině. Při průjezdu zatáčkou dochází ke zdvihu vnějších kol a vyvšení vnitřních, která následně díky negativnímu odklonu získají větší styčnou plochu, a umožňují rychlý průjezd zatáčkou díky zvýšení únosnosti bočních sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Negativní odklon tedy umožňuje mít větší kontrolu nad vozidlem při průjezdu zatáčkou, a zároveň zvyšuje únosnost bočních sil. [17] [24]



Obr. 13 - Příklad negativního odklonu u monopostu Formule Student týmu Dynamis [13]

Jak už bylo uvedeno v kapitole 2.3.2, pneumatiky jsou schopné unést pouze určitý podíl podélných a bočních sil. Jelikož na lichoběžníkové nápravě při průjezdu zatáčkou dochází k vyvšení kola na vnitřní straně a stlačení na vnější, tak se mění potenciální únosnost stykových sil. Pneumatika na vnější straně je daleko více namáhána bočním přetížením, a tudíž není schopna přenést tak velké podélné síly, jako strana vnitřní. Z toho důvodu může dojít k prokluzu vnějších kol vlivem podélného přetížení pneumatiky.

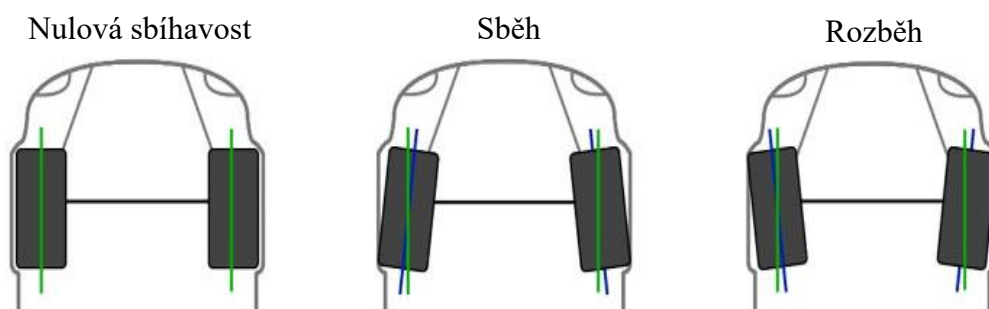
Ke změně odklonu vlivem klopení je také třeba zahrnout odklon, který vzniká kvůli elasticitě nápravy, pod vlivem bočních sil. Při působení boční síly na pneumatiku vznikají reakční síly v ramenech, kdy spodní rameno pohlcuje větší část sil, kvůli menší vzálenosti od osy působení, a je tedy více namáháno. Z toho důvodu je elasticita převážně zdrojem pozitivního odklonu (jak je znázorněno na Obr. 14), a je třeba dbát na zvýšenou tuhost spodního ramene, či nastavit takovou elasticitu ramene horního, že dojde ke stejným deformacím. [18]



Obr. 14 – Vznik pozitivního odklonu vlivem poddajnosti nápravy (znázorněno pružinami)

## 2.5 SBĚH A ROZBĚH KOL

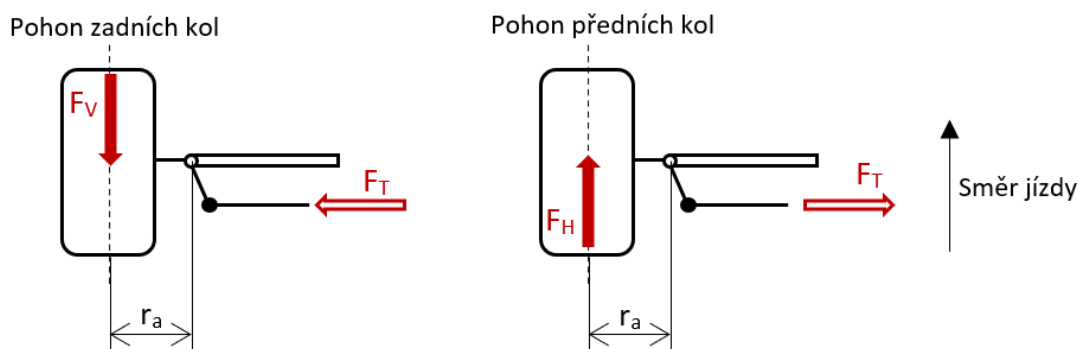
Jako sbíhavost kol (anglicky „toe“) se označuje úhel u nejedoucího vozidla, mezi podélnými osami kola, a osou karoserie v rovině XY. Orientace kol ke středu osy vozidla, kdy přední hrany pneumatik si jsou blíže než zadní, se nazývá sběh, a jejich orientace od střednice vozidla, se nazývá rozběh. [7]



Obr. 15 – Znázornění sběhu a rozběhu přední nápravy [14]

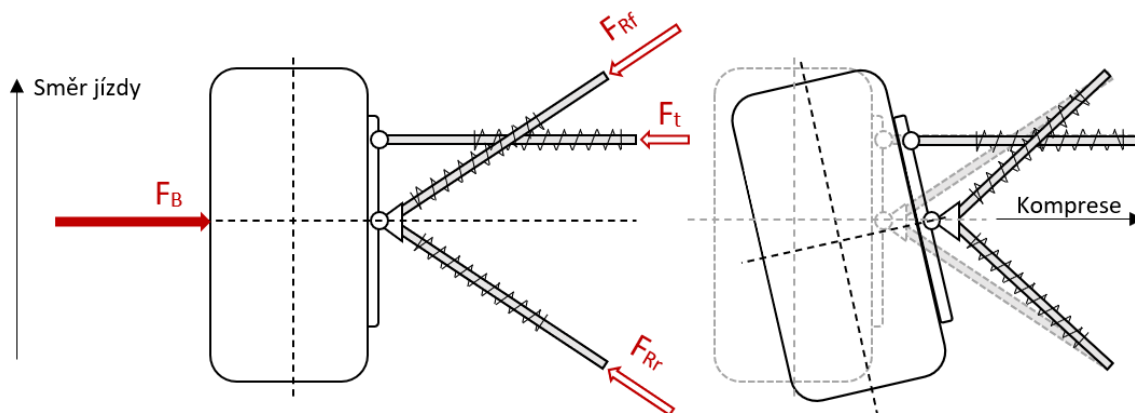
Nastavení sběhu na přední nápravě má za následek zvýšení stability vozidla, v případě náhonu na zadní kola. Z důvodu poddajnosti nápravy a vůlím v uložení sférických ložisek dochází k rotaci kola okolo osy řízení vlivem síly valivého odporu pneumatiky na rameni mezi osou kola a bodem uložení těhlice. Tato rotace probíhá z pravidla ve směru od středu vozidla, a může mít nežádanou změnu v jeho chování. Příkladem jsou záškuby ve volantu a přetáčivé chování při jízdě po rovině pod velkým zrychlením. Z toho důvodu se na přední nápravě nastavuje sbíhavost, aby při působení momentu okolo osy řízení docházelo pouze k vyrovnávání úhlu, mezi osou kola a karoserie, a nenastal rozběh. Nevýhoda tohoto řešení je větší valivý odpor při jízdě po rovině, zároveň se slabší odezvou při zatáčení kvůli „línějšímu“ vnitřnímu kolu, které má obrácenou směrovou úchylku, než je žádané (např. na vstupu do levé zatáčky míří kvůli sběhu doprava). Na zadní nápravě se nastavuje sběh ze stejných elastokinematických důvodů, a nastavuje se u vozidla ve stacionární poloze pro vytvoření směrové úchylky, díky které má vozidlo na rovině stabilní rozjezd. [19]

Rozběh, jak už bylo uvedeno, zhoršuje celkovou stabilitu vozidla. Při vychýlení kola elastokinematickými vlivy dochází k ještě většímu vychýlení směru pneumatiky od střednice vozidla, které eventuálně vede vozidlo do zatáčky. Lehký rozběh na přední nápravě má za následek ochotnější chování při vjezdu do zatáčky, a tedy lepší odezvu vozidla, a proto se jej často využívá u závodních vozidel typu formule. Určitý rozběh může být také nastaven na vozidlech s náhonem na přední kola, která nejsou pod vlivem momentu od valivého odporu, nýbrž momentu od podélné hnací síly, která má opačný směr (jak je naznačeno na Obr. 15), a je tedy třeba korigovat tendenci sbíhavosti, nikoliv rozběhu. Nicméně vliv tohoto jevu je často malý. [7]



Obr. 16 - Zobrazení rozdílu silového působení na přední nápravě u vozidel s rozdílným pohonem

Stejně jako odklon, je sbíhavost jedna z veličin, která je elasticitou podvozku nejvíce ovlivněna. Větší vliv vzniká na zadní nápravě kvůli tyči sbíhavosti. Při bočním přetížení je často mnohem více namáháno rameno než tyč, a tudíž i přes vyšší tuhost ramen, dochází k jejich větší deformaci. Vlivem této deformace může vznikat sběh i rozběh, v závislosti na navržené geometrii. Změně sbíhavosti vlivem deformace nelze zabránit, ale je možné ji usměrnit tak, aby byl efekt na ovladatelnost vozidla co nejmenší. Jedním způsobem, jak toho dosáhnout, je zvolit materiál tyče sbíhavosti tak, aby na něm docházelo k větším deformacím při relativně malé síle, a tím vyrovnat rozdíl výchylky oproti ramenu. [18]



Obr. 17 - Vznik rozběhu na zadní nápravě vlivem rozdílu sil a tuhostí ramen a tyče sbíhavosti

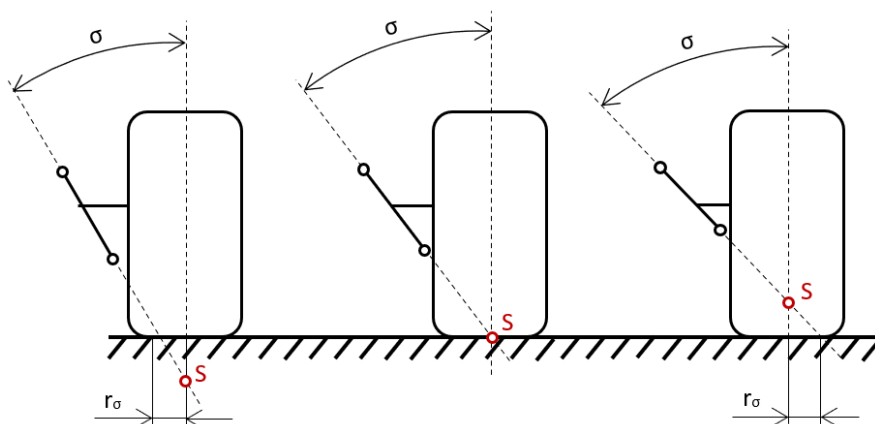
## 2.6 REJDOVÁ OSA

Rejdivá osa je u nápravy lichoběžníkového typu spojnice středů sférických ložisek na horním a spodním bodě těhlice, kde jsou uložena ramena. Jedná se o osu, kolem které dochází k rotaci kola při řízení. [7]

### 2.6.1 PŘÍKLON REJDOVÉHO ČEPU

Příklon rejdivého čepu je úhel mezi rejdivou osou a kolmicí k vozovce, promítnutý do roviny YZ. Jestli bude průsečík daných dvou os nad či pod vozovkou, určuje určité prvky bezpečnosti řízení. Při úhlu příklonu, při kterém se osy protnou pod vozovkou, vzniká na úrovni vozovky rameno mezi středem stopy pneumatiky, a osou řízení (viz Obr. 18), tzv. poloměr rejdu. Toto rameno je zdrojem nežádoucích vlivů na řízení vozidla, jelikož kolem něj vzniká moment, který na přední nápravě pod vlivem brzdění vede kolo do rozběhu, a vyvolává síly v řízení. Z těchto důvodů je žádoucí moment minimalizovat. Lze se jej zbavit úplně, při dosažení průsečíku osy rejdu a středu pneumatiky na úrovni vozovky, což je však ve skutečných podmínkách nereálné, či zvětšit úhel na tolik, že se osy protnou nad vozovkou, a rameno vzniká z druhé strany kola. Tento způsob nastavení se v poslední době používá u většiny automobilů. Při vjezdu do zatáčky dochází k přenosu hmotnosti na vnější stranu nápravy, od čehož se odvíjí větší podélná brzdná síla, která má tendenci auto ze zatáčky vytýčet. Nastavením osy rejdu tak, aby byl poloměr rejdu na vnější straně pneumatiky, dosáhneme vratného momentu, který stáčí vnější kolo zpět. Další časté nastavení je, že se osa řízení se střednicí pneumatiky protne lehce pod úrovní vozovky. Tímto nevznikají velké momenty díky minimálnímu ramenu, a zároveň dochází k vracení kola do polohy pro přímou jízdu vlivem váhy vozidla, ve chvíli, kdy řidič přestane působit silou na volant. [7]

Je zjevné, že při chodu kola se bude společně s jeho odklonem měnit i příklon rejdivého čepu. Jak je zmíněno výše, jeden z návrhů úhlu rejdivé osy spočívá v těsné blízkosti průsečíku osy rejdu, a středu kontaktní plochy u vozovky. Je tedy třeba kontrolovat, zda nedochází k příliš velkým změnám úhlu, aby daný průsečík okolo vozovky neoscilloval, a tedy neměnil náhlým způsobem chování vozidla za jízdy. Zároveň má nulový příklon tu nevýhodu, že při zatáčení ve statické poloze nedochází k odvalování pneumatik, ale jejich smýkání. [7]



Obr. 18 - Vliv různého příklonu rejdivého čepu na průsečík osy řízení a osy pneumatiky



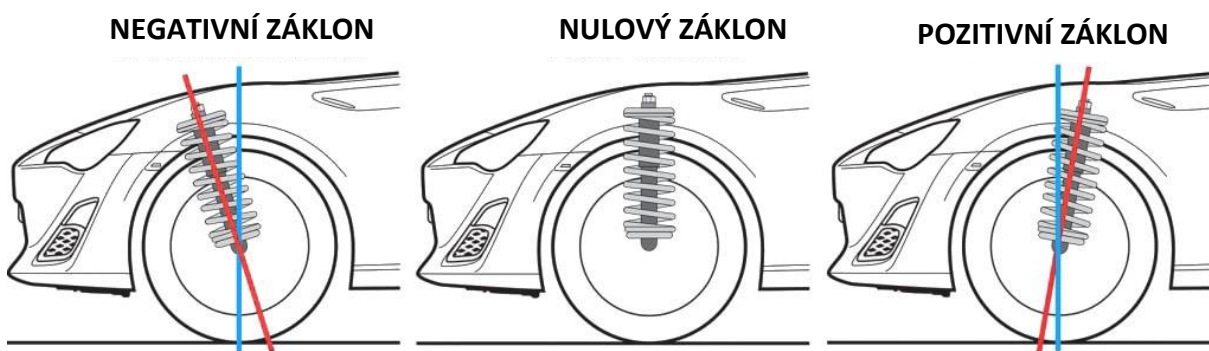
### 2.6.2 ZÁKLON REJDOVÉHO ČEPU

Záklon rejdového čepu je úhel mezi rejdovou osou a kolmicí k vozovce, promítnutý do roviny XZ (Rovina znázorněna v Obr. 3). Dělí se na pozitivní, nulový a negativní. [7]

Negativní záklon rejdového čepu je většinou nežádoucí nastavení. V případě, kdy je záklon rejdového čepu negativní, má kolo menší odezvu kvůli průsečíku rejdové osy s vozovkou ležícím za střednicí kontaktní plochy pneumatiky (viz Obr. 19). Nastavení se dá porovnat se situací, kdy by byla osa řízení za střednicí kola (příkladem toho jsou nákupní vozíky, odkud se odvíjí viklání a špatná kontrola kol). Zároveň dochází k zvětšování úhlu při brždění kvůli klopení vozidla, a tedy ke zhoršení stability. Jediná výhoda negativního záklonu je menší potřebná vstupní síla ve volantu pro zatočení. [20]

Nulový záklon též využívá malých vstupních sil do řídicího ústrojí, zároveň s výhodou minimálního momentu okolo rejdové osy, a tedy minimální změnou ve sbíhavosti vlivem působících sil mezi pneumatikou a vozovkou. [20]

Nejčastěji používaný je záklon pozitivní. Díky střednici stopy pneumatiky, která je umístěna za rejdovou osou, dochází při výjezdu ze zatáčky ke tvorbě vratného momentu, který usnadňuje návrat do přímé jízdy. Zároveň se tím zlepšuje stabilita při jízdě po rovině při větších rychlostech, kdy jsou následky kinematického a elastokinematického nastavení, které narušují stabilitu kol, vratným momentem sníženy. Další užitečná vlastnost pozitivního záklonu rejdového čepu je snížení vnějšího kola, a zdvih vnitřního kola při vjezdu do zatáčky, což má za následek větší přenos hmotnosti na vnější stranu náprav a stáčivější chování vozidla na vstupu. Je však třeba tento efekt hlídat, neboť příliš velký pozitivní úhel by vedl k nežádané přetáčivosti vozidla. V motorsportu se využívá pozitivního záklonu hlavně z důvodu, že při stáčení kol do zatáčky dochází zároveň s poklesem vnějšího kola ke tvorbě negativního odklonu. Na vnitřní straně se naopak tvoří odklon pozitivní. Nevýhoda pozitivního záklonu jsou požadavky na větší síly v řízení, což se často řeší zakomponováním posilovačů řízení do vozidla. [20]



Obr. 19 - Zobrazení typů záklonu rejdového čepu [15]

### 3 JEDNOTLIVÉ PODDAJNÉ PRVKY

#### 3.1 RÁFEK

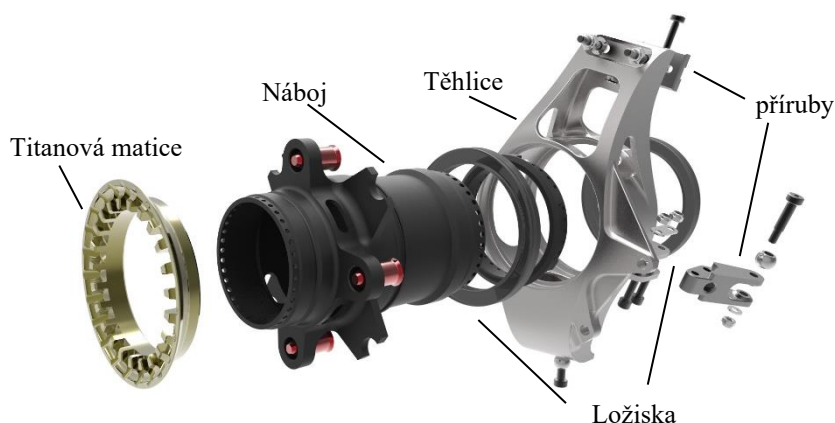
Ráfek, využívaný v týmu TU Brno racing, je ze slitiny hořčíku a titanu. Slouží k uložení pneumatiky a je první prvek, přes který se přenáší silové působení od vozovky (když zanedbáme pneumatiku, která je s vozovkou v přímém kontaktu). Jeho deformace má především vliv na stabilitu jízdy a kontroluje se, aby při ní nedošlo k dotyku s ostatními prvky.



Obr. 20 - Ráfek monopostu Dragon X

#### 3.2 SESTAVA TĚHLICE

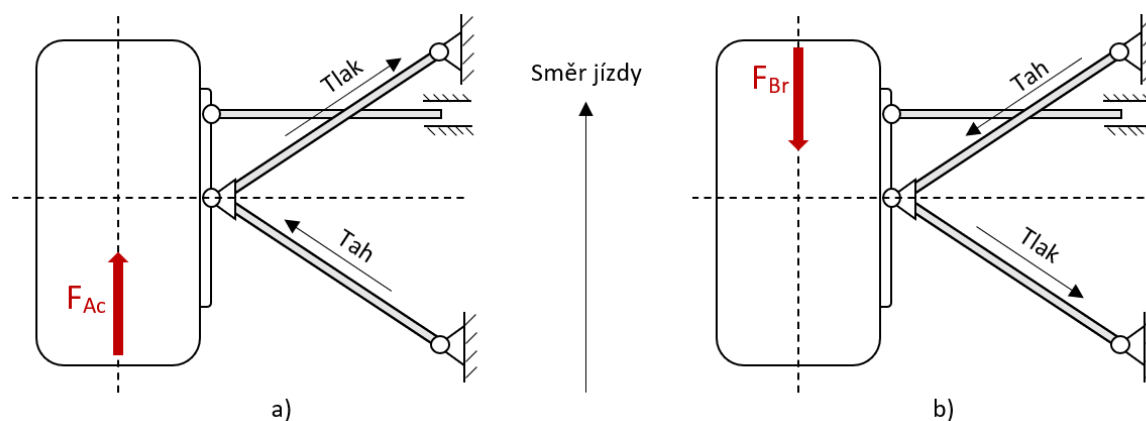
Sestava těhlice monopostu Dragon X se skládá z náboje, na kterém bývá uložené kolo, dále ložisek, která umožňují rotaci kola kolem své osy, obráběných přírub, které slouží jako úchytné body pro uložení ramen, samotného odlitku těhlice a různých spojovacích součástí. Přes těhlici jsou přenášeny veškeré silové účinky od vozovky do ramen a tyče přepákování. Její deformace ovlivňuje sbíhavost a odklon kola za jízdy, a může být zdrojem nadbytečných sil v řízení.



Obr. 21 – Sestava těhlice monopostu Dragon X

### 3.3 RAMENA

Jak už bylo zmíněno v úvodu 2. kapitoly, monopost Dragon X má zavěšení tvořené lichoběžníkovými rameny. Ramena mají kompozitní strukturu. Jedná se o duté trubky z jednosměrných uhlíkových vláken s jednou vrstvou klasické tkaniny  $\pm 90^\circ$  pro estetický povrch. Trubky jsou z obou konců slepené s hliníkovými inzerty, které mají vlisované sférické ložisko pro uložení těhlice a spojení s šasi. K námáhání ramen dochází především při geometrickém přenosu hmotnosti při průjezdu zatáčkou (popsáno v kapitole 2.3.2.) a při brzdění či akceleraci vozidla, kdy z důvodu vzájemného umístění držáků ramen na vozidle je vždy jedna z trubek lichoběžníkového ramene namáhána na tlak, a druhá na tah.



Obr. 22 - Znázornění námáhání ramen přední nápravy při a) akceleraci a b) brzdění

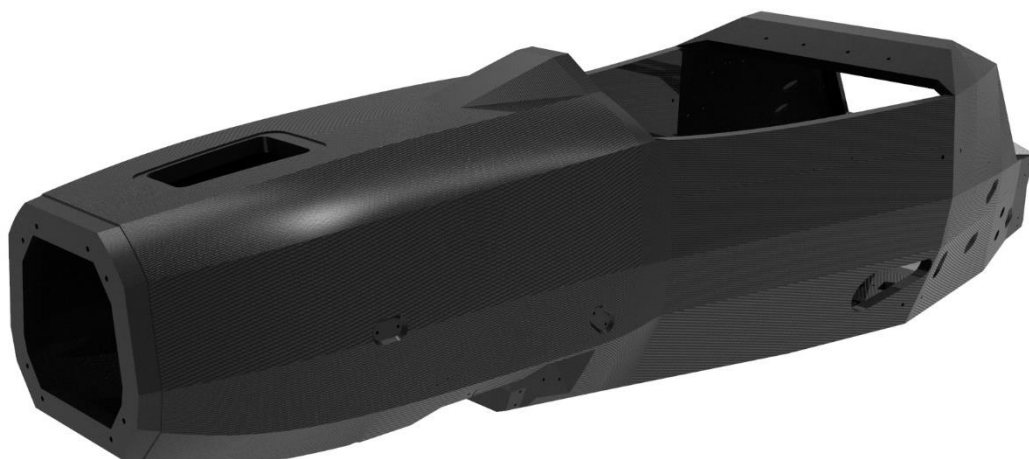
Tuhost ramen z kompozitního materiálu je kvůli jeho anizotropnímu chování proměnnivá v závislosti na směru zatěžování. Jednosměrná vlákna mají nevyšší modul pružnosti při zatížení ve vlastní ose, a proto jsou vhodným materiálem pro výrobu trubek a jiných součástí, namáhaných pouze na tah a tlak. Hlavní důvod pro měření deformace ramen, je schopnost vyjádřit rozdílného průběhu tuhosti při tahu a tlaku, zjistit, jaký má na deformaci vliv způsob, jakým jsou ramena spojena s inzerty, a zahrnout vliv způsobu uložení, poddajnosti sférických ložisek, hliníkových inzertů a držáků ramen. Stejně tak se budou měřit tlačné a tažné tyče, které přenáší síly od kola do odpružení, tyč řízení a tyč sbíhavosti. [25]



Obr. 23 - Spodní rameno přední nápravy vozu Dragon X

### 3.4 MONOKOK

Monokok je kompozitní struktura z uhlíkových vláken a hliníkové voštiny. Tvoří hlavní část monopostu, ve které sedí řidič, a slouží jako kostra pro uložení zbylých komponent, od ramen, přes aeropaket až po motor. Výhodou mít šasi z kompozitní struktury je především velké snížení hmotnosti oproti klasickému trubkovému rámu.



*Obr. 24 – Kompozitní monokok vozu Dragon X*

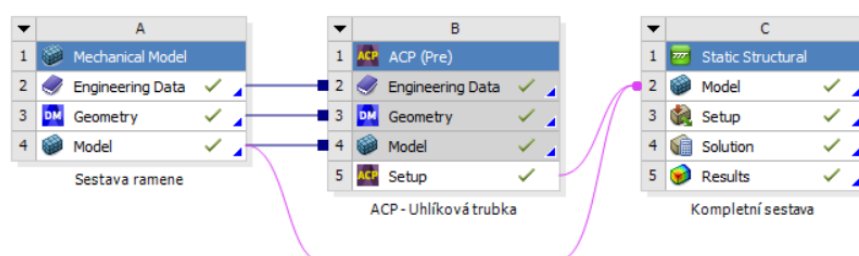
Ačkoliv se striktně nejedná o součást podvozku monopostu, tak bylo třeba zvážit vliv monokoku na celkovou deformaci ramen, jelikož jsou s ním přímo spojena. Jak už bylo zmíněno, kompozitní materiály charakterizuje anizotropnost, kdy má struktura rozdílnou tuhost při zatížení v různých směrech. Jelikož výroba monokoku spočívá v nanášení vrstev uhlíkových tkanin, tak je zřejmé ze způsobu uložení ramen, že při jejich přetížení, je monokok namáhán v normálovém směru vzhledem k vedení vláken. Nejedná se o směr, ve kterém je tuhost vláken nejvyšší. bylo tedy nutné srovnat deformaci samotného ramene vůči celkové deformaci sestavy ramene s monokokem a vyhodnotit, zda má monokok dostatečný vliv na to, aby byl zahrnutý do měření.

## 4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA RAMENE A MONOKOKU

V této kapitole dochází k porovnání deformace samotné sestavy ramene se sestavou zahrnující monokok. Z výsledků se následně rozhodne, zda je třeba monokok zahrnout do měření elasticity ramen, či zda je jeho vliv zanedbatelný.

### 4.1 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA RAMENE

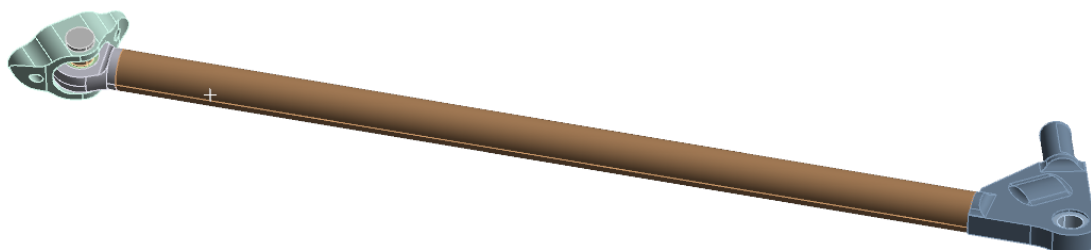
Schéma analýzy se skládá z předmodelu celé sestavy, který neobsahuje uhlíkové trubky, modeláře kompozitních struktur, a následného spojení těchto dvou sestav do finálního výpočtového modelu.



Obr. 25 - Schéma deformační analýzy ramene

#### 4.1.1 VÝPOČTOVÝ MODEL

Model strukturální analýzy ramene je tvořen hliníkovým držákem ramene, zjednodušeným modelem spojovacích součástí a samotnou uhlíkovou trubkou. Druhá uhlíková trubka lichoběžníkového ramene, která není nijak zatížena, byla z modelu odstraněna, pro urychlení výpočtu.



Obr. 26 - Výpočtový model sestavy ramene

#### 4.1.2 PŘÍŘAZENÍ MATERIÁLU

Držáky a inzerty jsou obráběné součásti z materiálu EN AW 7075 T6, spojovací součásti, jako jsou lícované šrouby, sférická ložiska a distanční podložky, jsou z oceli, a trubky ramen jsou z vrstev jednosměrných uhlíkových vláken.

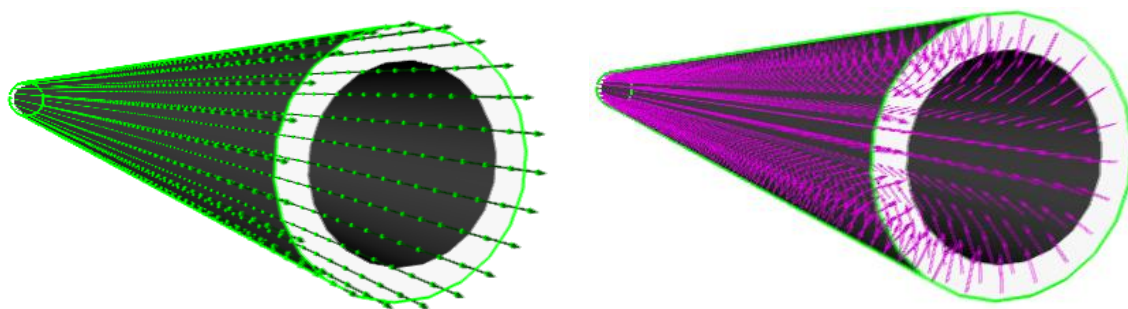
Tab. 1 - Modul pružnosti materiálů sestavy ramene [26]

Materiál	Modul pružnosti [GPa]		
	X	Y	Z
Carbon UD 150	113.00	4.99	4.99
EN AW 7075	70		
Ocel	210		

#### 4.1.3 TVORBA KOMPOZITNÍ STRUKTURY

Materiál jednosměrných uhlíkových vláken nelze trubkám pouze přiřadit, je třeba určit orientaci vláken, tloušťku jedné vrstvy tkaniny a směr, ve kterém jsou tkaniny pokládány.

Po konzultaci s členy týmu TU Brno racing, kteří se věnují kompozitním laminátům, a po vyhledání dostupných tkanin, byla zvolena tloušťka jedné vrstvy 0.2 mm. Celková tloušťka stěny je 2 mm, trubka bude tedy tvořena z deseti vrstev jednosměrných tkanin. Orientace vláken byla zvolena ve směru osy trubky, a orientace nanášení vrstvy do středu, jelikož má základní plocha, na kterou nanášíme jednotlivé vrstvy, rozměr vnějšího průměru.



Obr. 27 - Zobrazení orientace vláken (zelená) a orientace nanášení tkanin (růžová)

Následně byl vytvořen tzv. solid composite model, který se přesunul zpět do celé sestavy ramene, a tím byla připravena pro strukturální analýzu.

#### 4.1.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Analýza je rozdělena na dva kroky. V Prvním kroku dochází k předepnutí šroubu, který spojuje rameno s držákem, díky funkci bolt pretention. Zahrnutím předepnutého šroubu získáme realističtější výsledky z analýzy, neboť místo zadání kontaktu „bonded“ na součásti držáku a ramene, jsme schopni použít kontakt „frictional“. Předepnutím se následně součásti sevrou, a jsou pnutím k sobě pevně spojeny. V druhém kroku je rameno zatížené na tah příslušnou silou, přes okrajovou podmínku „bearing load“, která nejlépe simuluje zatížení přes sférické ložisko. V obou krocích je zamezený pohyb ve všech osách dosedací plochy držáku, přes funkci „displacement“.

J: Static Structural  
Static Structural  
Time: 2, s  
01.05.2021 17:44

A Displacement  
B Bearing Load: 4500, N  
C Bolt Pretension: Lock



Obr. 28 - Okrajové podmínky pro zatížení ramene

Ačkoliv je z dat získaných z multi-body softwaru zřejmé, že je rameno vystaveno většímu silovému působení, než je 4500 N, tak nebylo třeba zkoušet analýzu s větší zátěží. Při jízdě působí velké síly rázově ve velice krátkém okamžiku. Při měření bude však rameno vystaveno zátěžné síle po dobu několika minut, než budou naměřena potřebná data. Z toho důvodu je maximální zátěžná síla při měření 2,2 kN, aby nedošlo k poškození či poruše součástí podvozku.

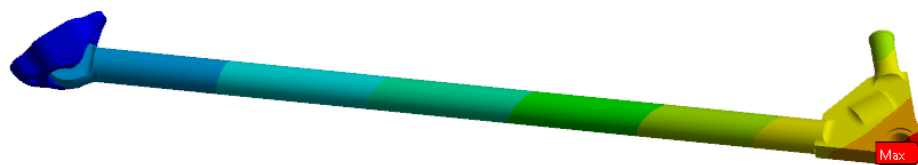
#### 4.1.5 VYHODNOCENÍ DEFORMACE

Výsledná celková deformace je zobrazena na Obr. 29. Při zatížení 4500N je rovna zhruba hodnotě 0.36 mm, s předpokládaným maximem na nejvzdálenějším bodě od zamezení pohybu. Největší vliv na deformaci mají především hliníkové inzerty, které mají nejvyšší modul pružnosti. Se srovnáním s deformací v ose ramene si můžeme všimnout rozdílu v hodnotě vychýlení i přes to, že je zatížení v okrajových podmínkách původně v ose zadáno. Jeho zdrojem je pravděpodobně lehké vyosení ramene od své původní orientace při předepnutí šroubu (viz. Obr. 31), které vytváří malé rameno, kolem kterého dochází následně k ohybu, při 2. kroku simulace.

Výsledek deformace při zatížení 4500N je tedy 0.36 mm celkově, a 0.29 mm v ose ramene.

J: Static Structural  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
01.05.2021 17:46

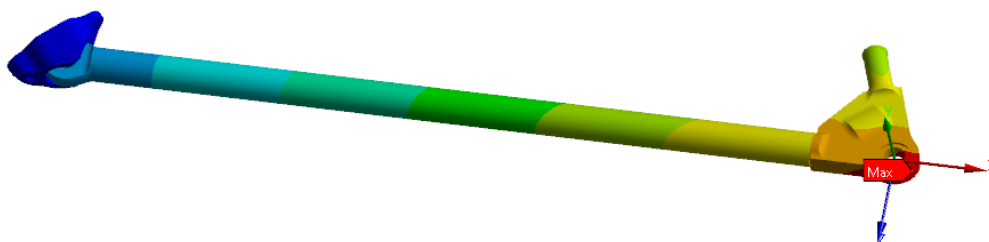
0,35868 Max  
0,31883  
0,27897  
0,23912  
0,19927  
0,15941  
0,11956  
0,079707  
0,039853  
0 Min



Obr. 29 - Celková deformace sestavy ramene

J: Static Structural  
Directional Deformation  
Type: Directional Deformation(X Axis)  
Unit: mm  
Coordinate System  
Time: 2  
01.05.2021 18:02

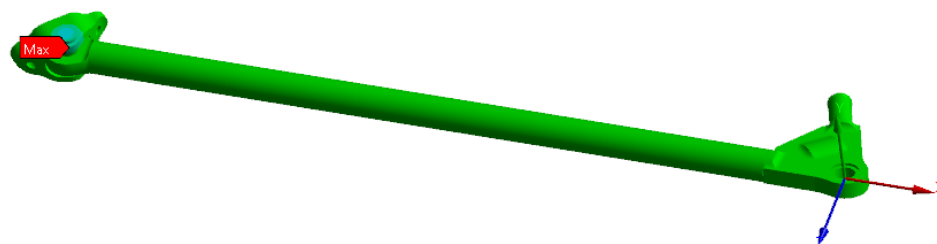
0,28815 Max  
0,25613  
0,22411  
0,1921  
0,16008  
0,12806  
0,096045  
0,064027  
0,03201  
-7,375e-6 Min



Obr. 30 - Směrová deformace sestavy ramene v ose trubky (V zobrazené ose X)

J: Static Structural  
Directional Deformation 2  
Type: Directional Deformation(Y Axis)  
Unit: mm  
Coordinate System  
Time: 1  
01.05.2021 18:21

0,025942 Max  
0,020417  
0,014892  
0,0093673  
0,0038424  
-0,0016824  
-0,0072072  
-0,012732  
-0,018257  
-0,023782 Min

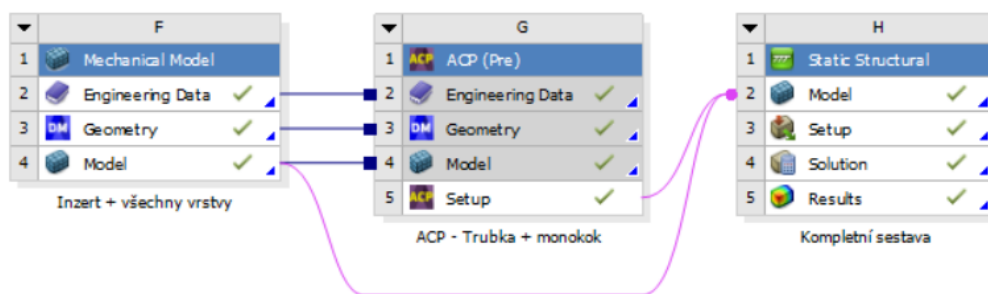


Obr. 31 - Směrová deformace sestavy ramene při předeprnutí (V zobrazené ose Y)



## 4.2 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA MONOKOKU

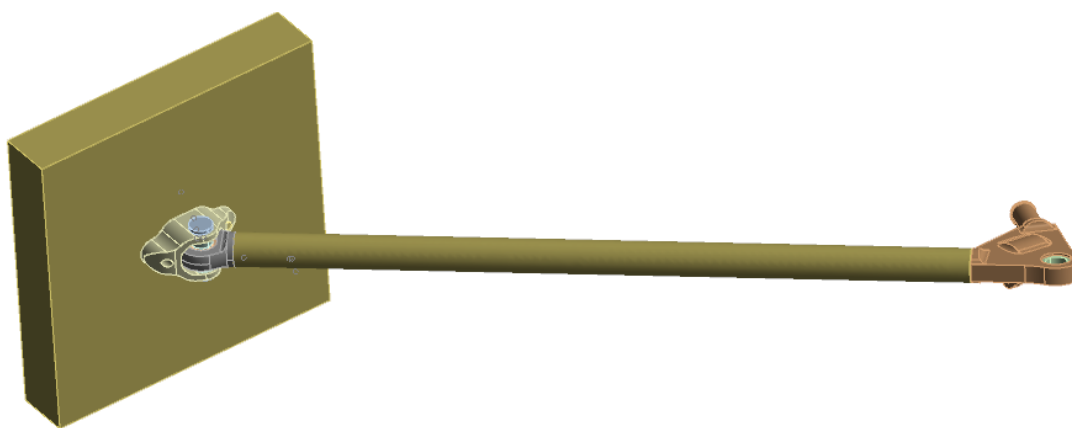
Na rozdíl od ramene, které má trubky dělané pouze z jednosměrných vláken, je struktura monokoku značně komplikovanější. Simulovat deformaci s celým monokokem by vyžadovalo příliš velké množství času a výpočetní síly. Z toho důvodu byl zvolen takový postup, ve kterém se pro zvolené rameno vymodeluje pouze ta část sendvičové struktury, na které je umístěný držák ramene, a jejím stranám se zamezí pohyb v prostoru. Abychom byli schopni srovnat výsledky obou analýz, tak se zvolilo stejné rameno, jak při analýze ramene bez monokoku.



Obr. 32 - Schéma deformační analýzy ramene s monokokem

### 4.2.1 VÝPOČTOVÝ MODEL

Model strukturální analýzy je identický modelu z kapitoly 4.1.1, je k němu však navíc přidán kus kompozitní sendvičové struktury a velkoplošná podložka se šroubama, pro předeptnutí držáku ramene k monokoku.



Obr. 33 – Výpočtový model sestavy ramene s monokokem

#### 4.2.2 PŘÍŘAZENÍ MATERIÁLU

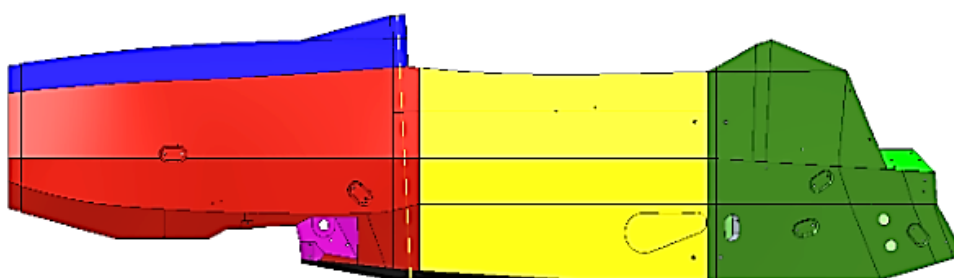
Opět je materiál trubky, spojovacích součástí, držáku a inzertů stejný, jako v předešlé analýze, přibyl však počet různých typů uhlíkových tkanin, a hliníková voština, která je vlaminována v monokoku.

Tab. 2 – Modul pružnosti materiálů sestavy ramene s monokokem [26]

Materiál	Modul pružnosti [Gpa]		
	X	Y	Z
Carbon UD 150	113	4.99	4.99
Carbon Twill 245T	51	51	6.9
Carbon UD M40	175.88	6.4	6.4
Hliníková voština	0.001	0.001	0.688
EN AW 7075	70		
Ocel	210		

#### 4.2.3 TVORBA KOMPOZITNÍ STRUKTURY

Jelikož je tvorba trubky stejná, jako v kapitole 4.1.3., tak už nebude znovu popsána, a bude kladen záměr pouze na tvorbu sendvičové struktury monokoku. Už bylo zmíněné, že se analýza týká horního ramene přední nápravy. Na obr. 28 je tato oblast zvýrazněna červeně.



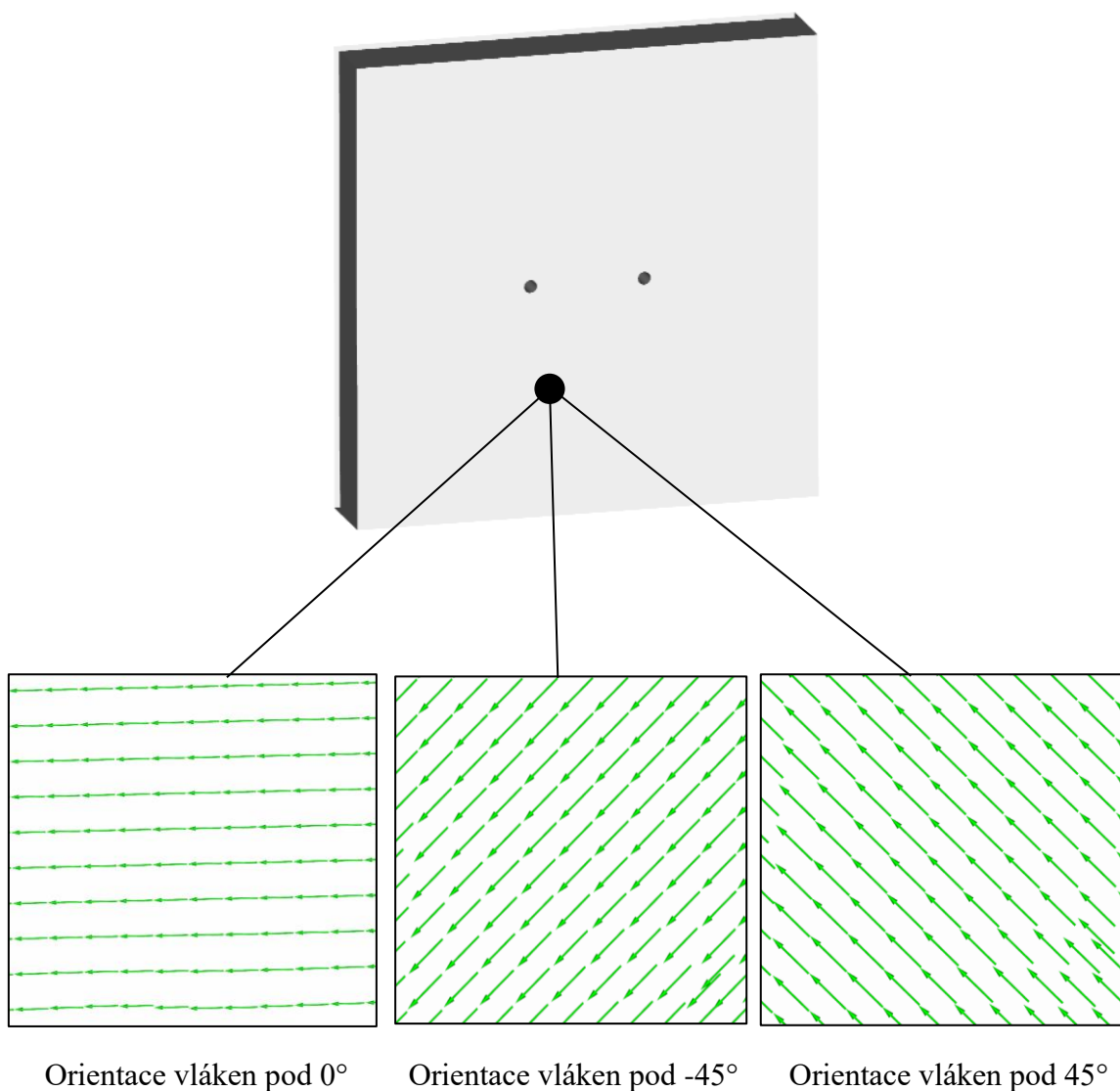
Obr. 34 - Barevné odlišení struktur monokoku [29]

Dané části připadá struktura uhlíkových tkanin, která je popsána v následující tabulce (Tab. 3). Kromě hliníkové voštiny má každá tkanina tloušťku 1 mm. Pro zjednodušení už tak celkem složitěho modelu, byl zanedbán vliv lepidla a plastových inzertů, které bývají zalaminované ve voštně. Základní plocha, na kterou se pokládají jednotlivé vrstvy reprezentuje první vrstvu vnitřního potahu, od které se postupuje vně, kdy poslední položená vrstva je vnější povrchový potah monokoku. Orientace nanášení tkanin je tedy v normálovém směru vůči monokoku. [27]

Tab. 3 - Lokální struktura monokoku [28]

	Vnější potah				Voštiny			Vnitřní potah		
Materiál	245T	M40	M40	M40	M40	Voš.	245T	M40	M40	245T
Char. rozměr	0°	0°	45°	-45°	0°	25mm	45°	45°	0°	0°

Jak je zřejmé z Tab. 3, každé vrstvy jsou pokládány buď pod úhlem nulovým nebo  $\pm 45^\circ$ . Při nulovém úhlu jsou tkaniny orientovány ve směru monokoku, tedy ve směru osy X vozidla (viz Obr. 3 – Souřadný systém), což odpovídá směru, ve kterém má rameno vůči monokoku větší úhel. Po navrstvení všech tkanin byl opět vytvořen solid model, který byl přenesen do strukturální analýzy. Celý monokok má konečnou tloušťku 34 mm.



Obr. 35 - Zobrazení orientace jednotlivých tkanin

#### 4.2.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Způsob zatížení zůstává stejný. V prvním kroku dochází k předeptnutí šroubů, spojujících monokok s držákem ramen, a šroubu, který spojuje rameno s držákem. V druhém kroku jsou šrouby ponechány v předeptnutém stavu, a rameno je zatíženo skrz „bearing load“ v místě sférického ložiska stejně velkou silou, jako sestava bez monokoku. Sendvičová struktura má zamezený pohyb na všech svých stranách funkcí „displacement“, čímž je napodobeno vetknutí daného bloku do zbytku monokoku.

##### H: Kompletní sestava

Static Structural

Time: 1,7622 s

01.05.2021 17:09

- A** Displacement
- B** Bolt Pretension 2: Lock
- C** Bolt Pretension 3: Lock
- E** Bolt Pretension: Lock
- F** Bearing Load: 3810,8 N



#### 4.2.5 VYHODNOCENÍ DEFORMACE

Celková deformace sestavy ramene s monokokem má při zatížení o velikosti 4500 N hodnotu 1.33 mm. Směrová deformace v ose ramene je 0.76 mm, což je značně méně. Velká odchylka směrové výchylky od celkové je tentokrát dána tím, že osa ramene není v normálovém směru laminované struktury. Velká část deformace monokoku se tedy do směru nepromítne.

##### H: Kompletní sestava

Total Deformation

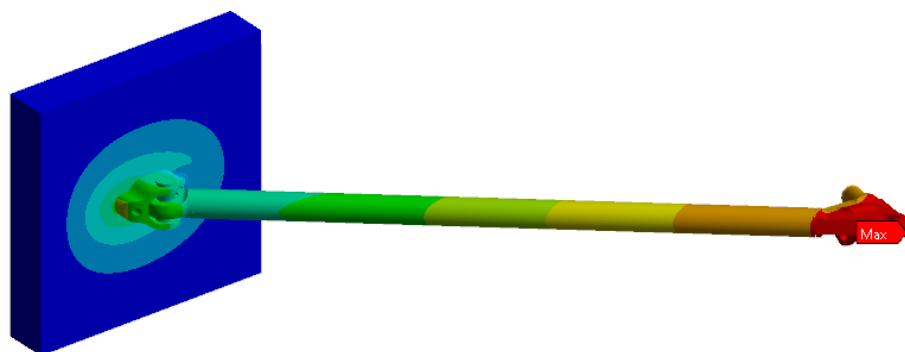
Type: Total Deformation

Unit: mm

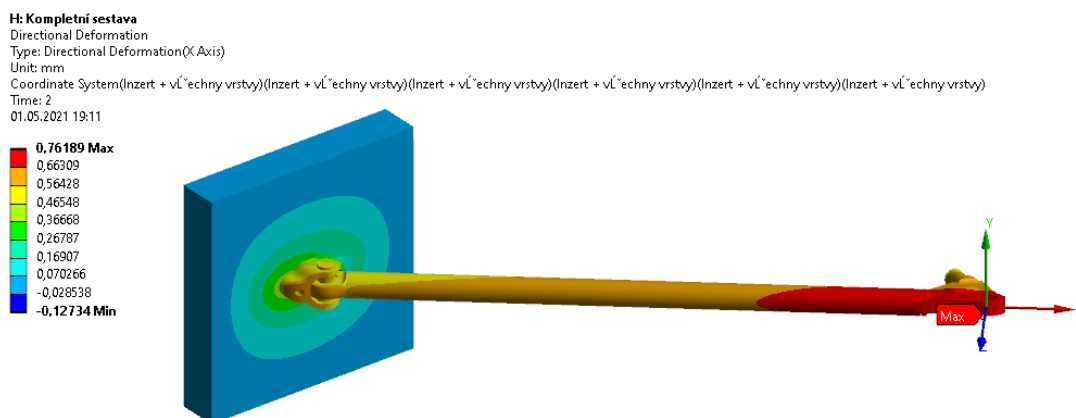
Time: 2

01.05.2021 19:00

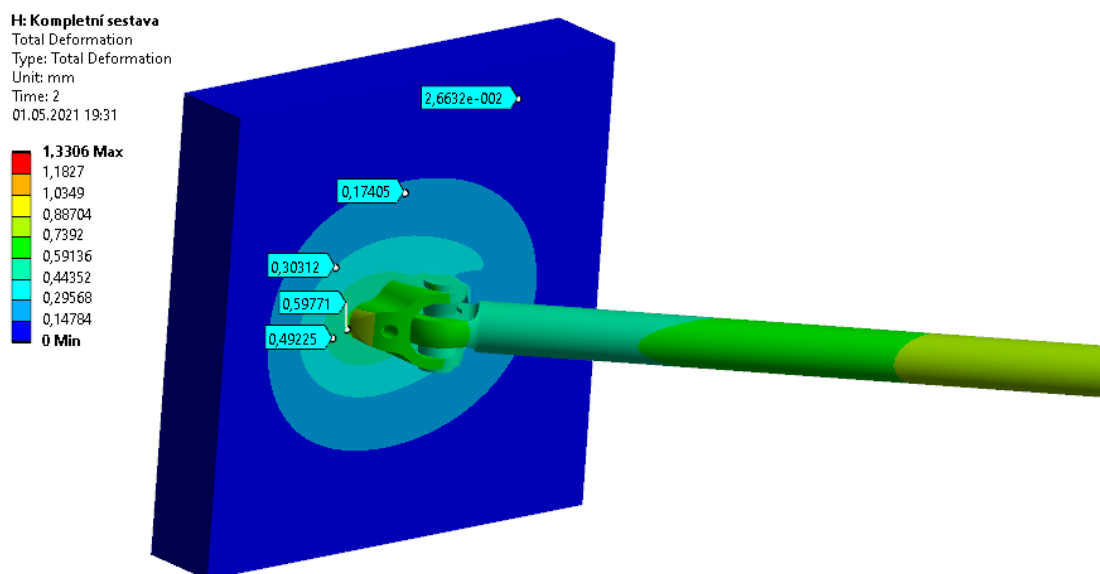
- 1,3306 Max**
- 1,1827
- 1,0349
- 0,88704
- 0,7392
- 0,59136
- 0,44352
- 0,29568
- 0,14784
- 0 Min**



Obr. 36 - Celková deformace sestavy ramene s monokokem



Obr. 37 - Směrová deformace sestavy ramene s monokokem v ose trubky (Zobrazené v ose X)



Obr. 38 - Zobrazení deformace samotného monokoku

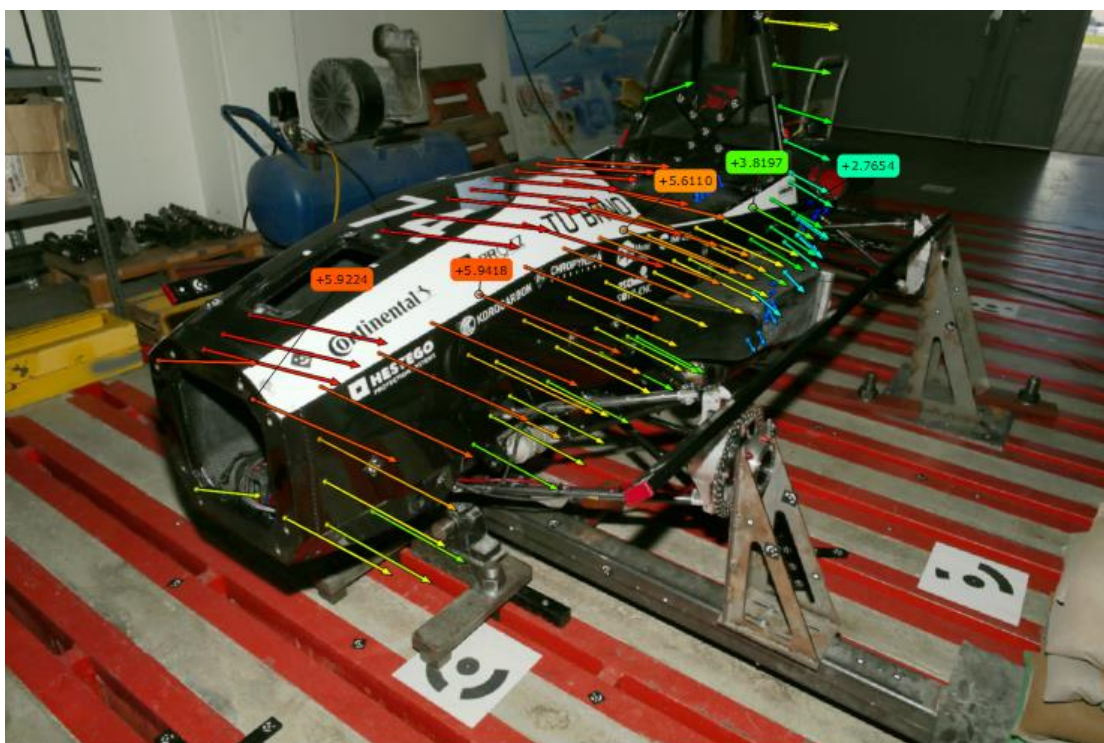
Z vyhodnocení deformace, Obr. 36 a hodnot z Obr. 38 vyplývá, že kompozitní struktura šasi má na deformaci ramen značný vliv, a nemůže být zanedbána. Sestava s monokokem je pod stejnou silou deformována přes trojnásobek hodnoty deformace sestavy ramene. Přípravek pro měření elasticity ramen bude tedy navržen tak, aby v něm byl zahrnutý vliv poddajnosti monokoku.

## 5 NASTAVENÍ TUHOSTI SOUČÁSTÍ

Při návrhu kinematiky a dynamiky vozidla se využívá multi-body softwaru, který simuluje odezvu monopostu při různých jízdních stavech. Nastavením poddajnosti jednotlivých komponent je možné model přiblížit ke skutečnému chování, které má vozidlo na trati.

### 5.1 NASTAVENÍ PODDAJNOSTI MONOKOKU

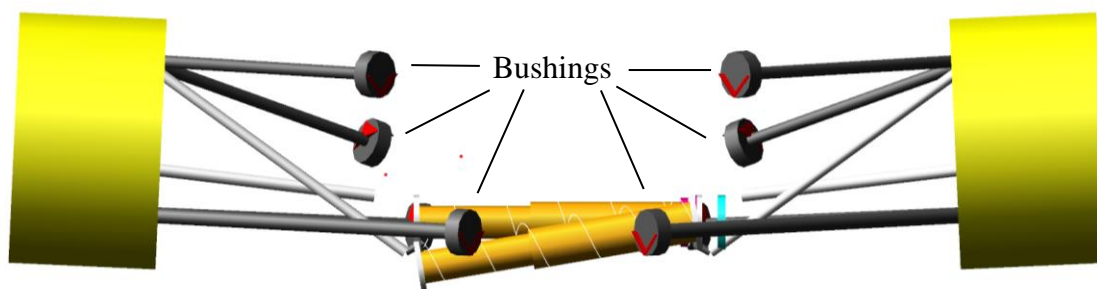
Už bylo uvedeno, že monokok tvoří „tělo“ monopostu. V multi body softwaru je reprezentován torzní tyčí, které je přiřazena torzní tuhost a tlumení, které byly zjištěné z měření torzní tuhosti monokoku fotogrametrickou kamerou. Model skořepinové verze by byl zbytečně složitý. Zároveň je mu přiřazeno procentuální zastoupení odpružené hmoty. V Případě monopostu Dragon X tvoří model monokoku 80% celkové odpružené hmoty vozidla, neboť je v něm zahrnuta hmotnost veškerých komponent, které jsou ve skutečnosti v monokoku uloženy. Každým rokem se rovněž měří moment setrvačnosti, který se následně modelu přiřadí, a u kterého je žádané, aby byl co nejmenší, aby mělo vozidlo co nejrychlejší reakční čas.



Obr. 39 – Mapa odchylek z měření torzní tuhosti na monopostu Dragon 9 [30]

## 5.2 NASTAVENÍ PODDAJNOSTI RAMEN

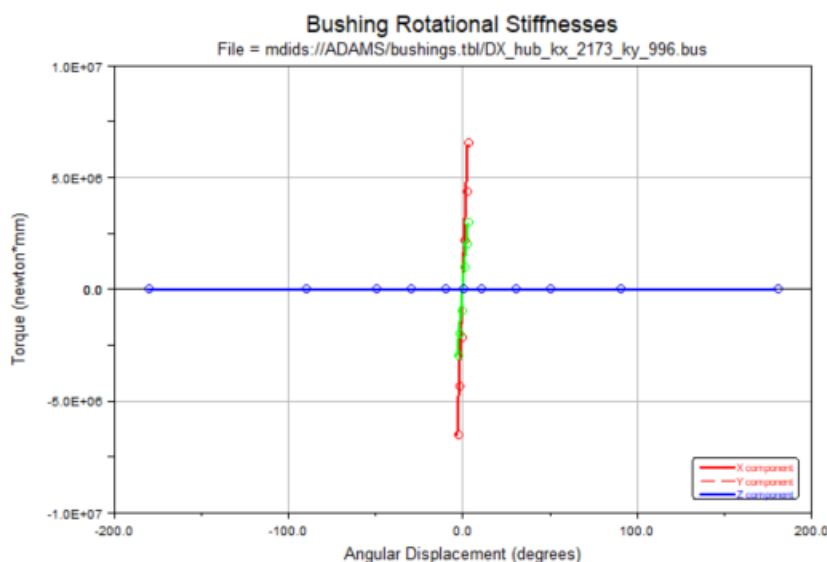
Samotná ramena nemají přiřazenou žádnou tuhost. Jejich elasticita je vyjádřena přes flexibilní elementy (anglicky „bushings“), které jsou umístěné u každého ramene v místě sférického ložiska, a mají definovanou lineární izotropní tuhost ve třech různých osách. Průběh této tuhosti byl vyjádřen přes počítačové simulace, z jejichž dat se vytvořila závislost deformace na zátěžné síle.



Obr. 40 - Zobrazení flexibilních prvků ramen přední nápravy

## 5.3 NASTAVENÍ PODDAJNOSTI RÁFKU A TĚHLICE

Flexibilní element ráfku je umístěn společně s modelem elasticity pneumatik ve středu každého z kol a má definovanou tuhost z výpočetních simulací ve třech osách rotačního souřadného systému. Těhlice v softwarovém modelu monopostu zatím poddajnost definovanou nemá.



Obr. 41 - Graf tuhosti ráfku

## 6 ZVOLENÝ ZPŮSOB MĚŘENÍ

### 6.1 MĚŘENÍ RAMEN

Z hlediska popsaného způsobu zakomponování elasticity do multi-body softwaru, bude nejefektivnější způsob měřit tuhost každé větve ramene zvlášť. Měřit budeme pouze jednu stranu ramen díky symetrickému typu zavěšení. Jelikož je třeba zahrnout i monokok, tak jej bude třeba spolehlivně ukotvit k zemi. Následně se jednotlivé trubky lichoběžníkových ramen upevní na monokok přes inzerty v místě, kde jsou uloženy normálně, a budou se zatěžovat v jejich vlastní ose na tah a tlak (stejným způsobem, jakým probíhalo zatížení při strukturální analýze v kapitole 4, akorát menší silou). Tímto způsobem se zároveň projeví vliv poddajnosti jednotlivých sendvičových struktur monokoku, které se liší na přední a zadní nápravě (viz Obr. 34), a které jsou u různých ramen namáhané pod různými úhly. Z daného způsobu měření získáme tuhost jednotlivých větví lichoběžníkových ramen, která se nahraje do softwaru pro každou trubku zvlášť. Ve výsledku budou ramena vyjádřena jako propojené pružiny různých tuhostí.

Pro samostatné tyče, jako je tyč řízení, či tyče přepákování, bude navržen samostatný jednoduchý přípravek, ve kterém se jeden konec tyče upevní, a druhý bude zatěžován. Nejedná se o komponenty, které by ovlivňoval nějaký vnější faktor, není tedy třeba je zahrnout do sestavy ramen.

### 6.2 MĚŘENÍ SESTAVY TĚHLICE

Sestava těhlice se skládá ze čtyř úchytných bodů. Její střed je přes náboj zachycený v ráfku, horní a spodní úchytné body slouží pro spojení s rameny, a boční žebro slouží pro upevnění řídicí tyče (u těhlice přední nápravy) či tyč sbíhavosti (u těhlice zadní nápravy).

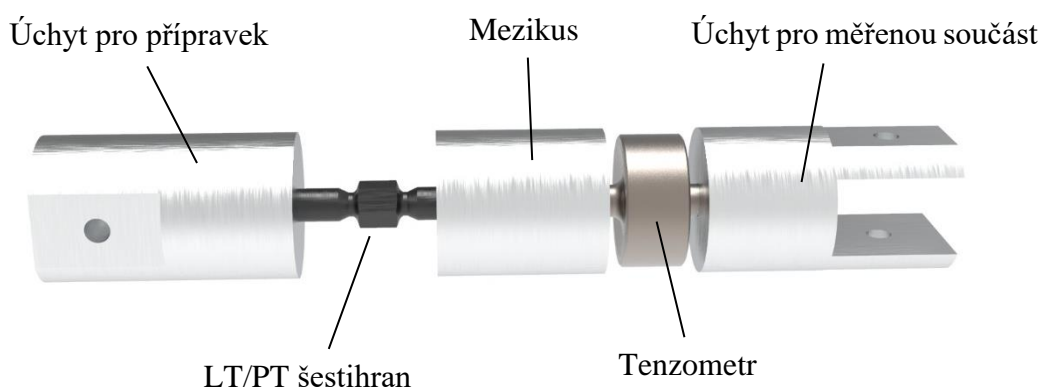
Z výše uvedeného uložení vyplývá, že měřit deformaci pouze v jedné ose, jak to je u ramen, stačit nebude. Přípravek bude navržen tak, aby do něj bylo možné těhlici upevnit přes náboj takovým způsobem, jakým je uchycená v ráfku. Našroubovatelnými držáky se upevní další dva úchytné body, a celý přípravek se upevní k zemi. Poslední bod bude zatěžován na tah a tlak ve třech různých osách, a postupně se měření provede pro všechny tři body na těhlici. Tímto se vyjádří deformace těhlice s nábojem ve všech místech, přes která se přenáší zatížení, při uchycení přes náboj, jak tomu je na vozidle.



### 6.3 ZATĚŽOVACÍ MECHANISMUS

Ideální způsob zatěžování by bylo přes hydraulický mechanismus, který by zaručil plynulý průběh růstu síly, a tedy i spojitější data z měření deformace. Bohužel tento způsob měření nebylo možné uskutečnit, protože se nenaskytla možnost podobné zařízení pořídit, a jeho návrh by byl příliš časově a finančně náročný. Bylo tedy třeba navrhnout způsob, jakým by bylo možné jednotlivé části zatěžovat ručně.

Aby nebylo potřeba vyrábět jiný způsob zatížení, pro různé přípravky, tak byl mechanismus navržen tak, aby jej bylo možné použít pro měření všech komponent. Jedná se o relativně jednoduchou sestavu, u které se jeden konec přišroubuje k měřené součásti, a druhý upevní v přípravku. Následně se pomocí šestihranu s levotočivým závitem na jedné straně, a pravotočivým závitem na druhé, budou obě strany stahovat k sobě (pro namáhání na tah) či tlačít od sebe (pro namáhání na tlak). Daný způsob zatížení klade vysoký nárok na tuhost přípravku, neboť jeho deformace ovlivní přesnost naměřených hodnot. Cílem bude přípravku navrhnout tak, aby při zatěžování docházelo k minimálním výchylkám, a celá deformace se tedy projevila na měření součásti. V zatěžovacím mechanismu je zároveň zakomponovaný tenzometr, který slouží k měření zátěžné síly, na které se bude následně vyjadřovat závislost přetvoření měřených komponent.



Obr. 42 - Mechanismus zatížení

### 6.4 FOTOGRAMETRICKÁ KAMERA

Fotogrametrické zařízení TRITOP slouží k rychlému a přesnému optickému měření 3D objektů přes souřadnicové body. V minulosti byla v týmu kamera využívána pro měření torzní tuhosti monokoku, které je zobazeno na Obr. 39. Měření probíhá tak, že se nejdříve referenční body nalepí na požadovanou oblast, a po zatížení se jejich vychýlení snímá kamerou z různých pozic. Příslušný software následně snímky vyhodnotí, a graficky znázorní směrové posuvy všech zachycených souřadnic. Tento způsob je pro měření deformace optimální, neboť je přesný a zároveň schopný zachytit deformace až v rámci statisícin milimetru. [21]



*Obr. 43 - Příklad měření fotogrametrickou kamerou TRITOP [22]*

## 7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘÍPRAVKU PRO MĚŘENÍ RAMEN

Z hlediska nároku na vysokou tuhost a relativně velké rozměry, aby se do přípravku dal uchytit celý monokok, nebylo možné využít obráběných součástí. Všechny přípravky byly navrženy z ocelových výpalků o tloušťce plechu 5mm, které se následně složí pro svaření do konečné konstrukce.

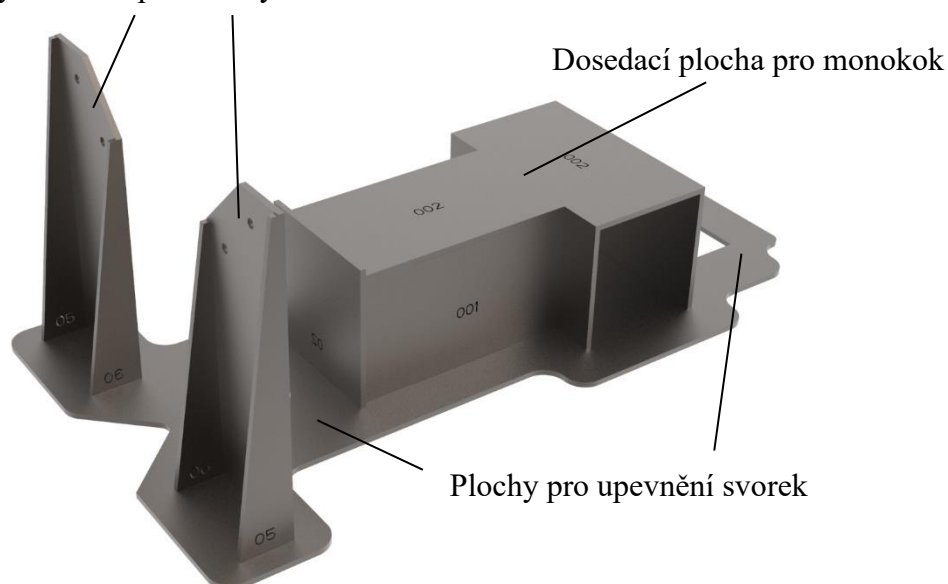
Pro měření ramen je třeba jej navrhout tak, aby bylo možné zatěžovat každé rameno jednotlivě, aby na něj bylo možné vložit a upevnit monokok, který bude následně spolehlivě upevněn k zemi pro minimalizaci jeho klopení při měření.

### 7.1 UCHYCENÍ MONOKOKU

#### 7.1.1 PŘEDNÍ DRŽÁK MONOKOKU

Jelikož je šasi skořepinová struktura, nikoliv trubkový rám, tak se bude k zemi uchycovat o něco složitěji, pouhé obímký stačit nebudou. V kapitole 6.1. bylo zmíněno, že se bude měřit deformace jen na jedné straně vozidla. Vyskytovala se tedy možnost monokok uchytit z druhé strany za držáky ramen k tuhému přípravku, či nedeformovatelné zdi. Bohužel byl tento způsob uchycení zamítnutý, protože by se v měření projevila poddajnost monokoku dvakrát, kvůli uchycení za držáky ramen. Rozhodlo se tedy monokok připevnit za přední část, kde je nejspolehlivější způsob uchycení přes inzerty se závity, které slouží k našroubování desky s deformačním členem. Pro vložení svěrných podložek a uchycení přípravku je zároveň třeba mít monokok v určité výšce nad zemí. Na předním držáku je tím pádem z ocelových plechů dosedací plocha pro monokok.

Držáky s dírami pro šrouby monokoku



Obr. 44 - Přední držák monokoku

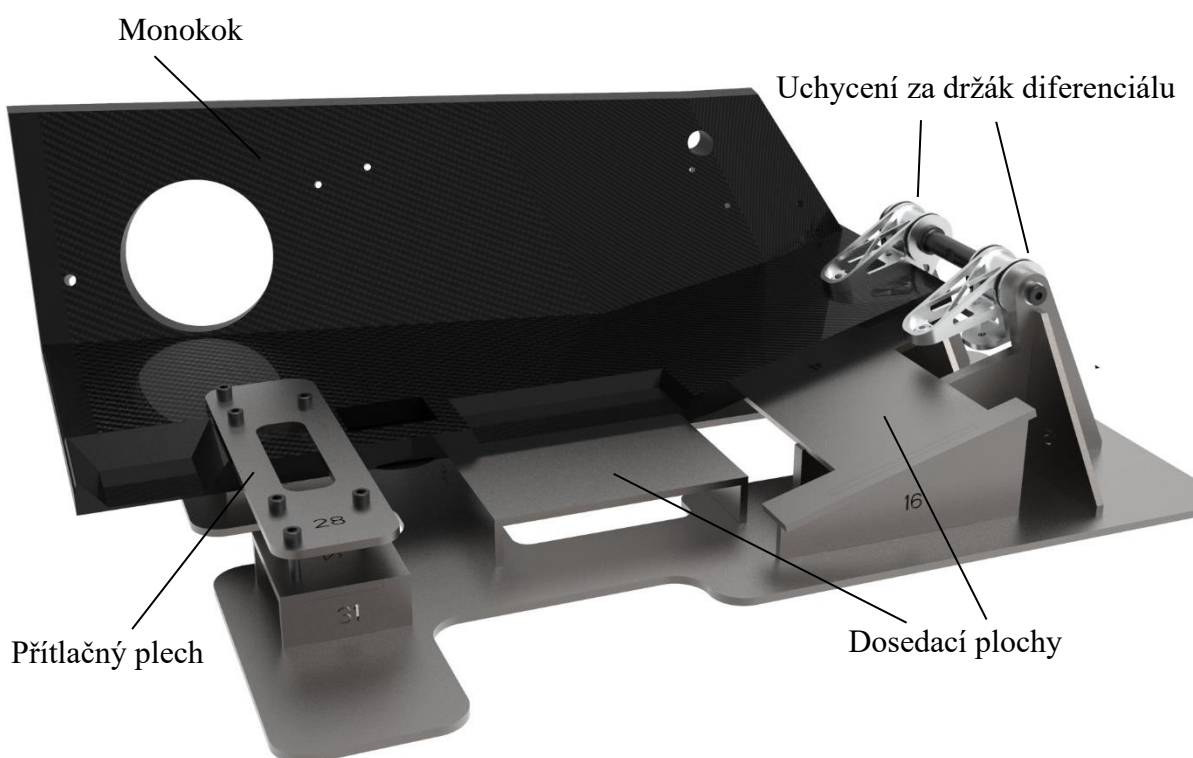
Kvůli zátěžné síle, která působí bočním směrem, byl navržen také tvarový zámek, dělaný z několika svařených plechů stejného profilu, který slouží jako plošná podpora (zobrazeno na Obr. 45). Přidrží přední obruč k přípravku, aby při zatížení nedocházelo ke klopení monokoku. V zámku je vložena teflonová vložka, která chrání povrchovou vrstvu monokoku před poškozením.



*Obr. 45 - Finální verze předního držáku monokoku*

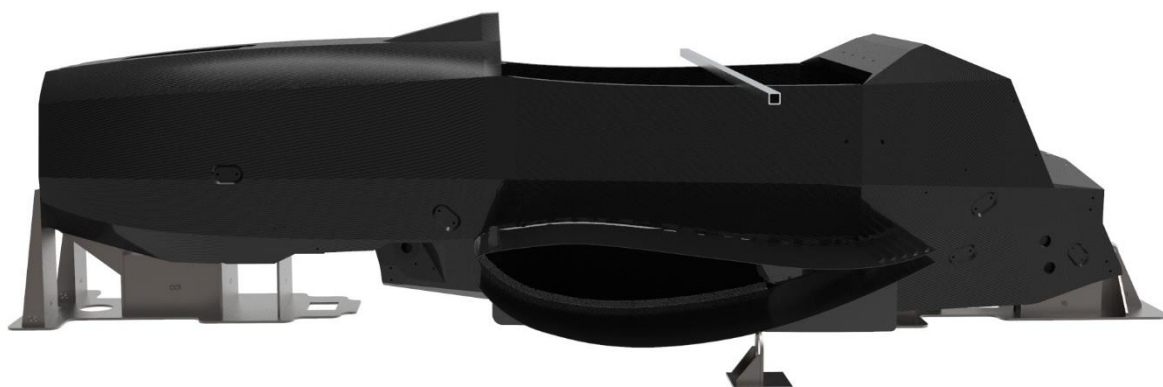
### 7.1.2 ZADNÍ DRŽÁK MONOKOKU

Možnosti, jakými bylo možné uchytit zadní část monokoku, byly kvůli jeho složité tvarové struktuře omezené. Rozhodlo se tedy uchytit přípravek za držáky, ve kterých bývá uložena objímka diferenciálu. Po návrhu přední části přípravku byla už nastavená výška monokoku, stačilo tedy udělat dosedací plochy ve stejné výšce, které kopírují profil spodní plochy šasi. Packy pro uchycení držáku byly podepřeny žebroma, aby u nich nedocházelo k ohybu, a základní deska byla rozšířena jak do boku, tak v zad, aby bylo možné držák připevnit svorkama k zemi. Celá konstrukce je zobrazena na Obr. 46 společně s vyřízlým kusem monokoku pro znázornění jeho uchycení. V této fázi je monokok v přípravku upevněn, ale z hlediska jeho uložení na obou koncích vznikaly obavy, že se bude při zatěžování zvedat a prohýbat do boku. Z toho důvodu byl k zadnímu držáku přidán plech (Na obr. 46 označený číslem 28), kterým se dodatečně sešroubuje vnitřní část monokoku k přípravku skrz díry pro držák motoru.



*Obr. 46 - Finální verze zadního držáku monokoku*

Do celkové sestavy držáků byla jako poslední vazebný prvek přidána očka, která budou připevněná k zemi, a upínacími popruhy se k nim přes ocelový profil stáhne celý monokok.



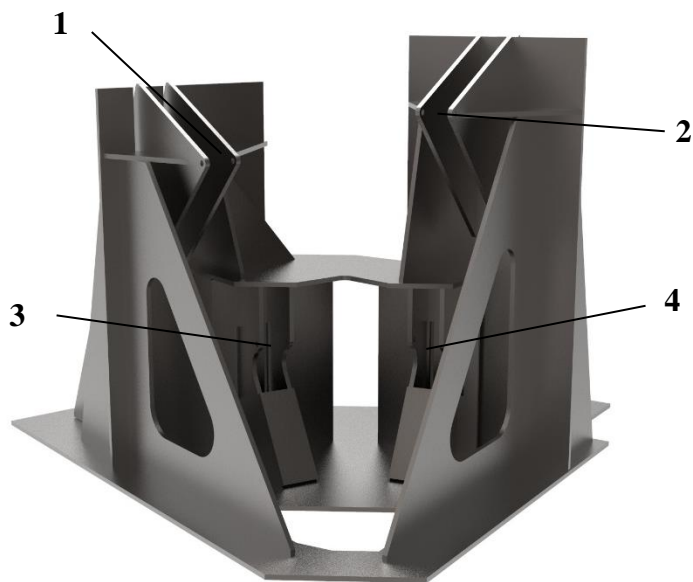
*Obr. 47 - Konečný způsob uchycení monokoku*

## 7.2 ZATĚŽUJÍCÍ PROTIKUSY

Při postupném zatěžování ramen je třeba, aby protikus, sloužící jako reakční prvek, měl co nejvyšší tuhost. Nejjedodušší způsob by bylo navrhnout jeden robustní kus s možností napojení na každé rameno nezávisle. Tuto variantu nešlo uskutečnit, protože výškový rozdíl horních a spodních ramen je příliš velký na to, aby bylo možné je obě natočit do stejného bodu. Po strukturální analýze v kapitole č. 4 vyšlo najevo, že úhel, pod kterým je přes rameno monokok zatěžován, ovlivňuje jeho celkovou deformaci, neboť s měnícím se úhlem se mění jeho modul pružnosti. Z toho důvodu je třeba, aby byla ramena zatěžována pod stejným úhlem, pod jakým jsou, když je vozidlo ve statické poloze. Vytvářet samostatný protikus pro každé rameno zvlášť, který by byl navíc dostatečně tuhý, by bylo časově a výpočetně náročné. Zvolil se tedy takový způsob návrhu, ve kterém se vytváří jeden velký přípravek pro přední nápravu, a jeden pro zadní. Oba obsahují úchytné body v ose trubek pro každé rameno, a pro změnu měření bude třeba jen převazbit zatěžovací mechanismus. Zároveň tímto způsobem získává přípravek vysokou tuhost.

### 7.2.1 PROTIKUS PŘEDNÍ NÁPRAVY

Na přední nápravě je třeba měřit jednotlivé větve horního a spodního ramene. Tyč řízení a tažné tyče odpružení budou měřené samostatně, protože nejsou uchycené přímo do monokoku. Pozice úchytných bodů se vyskytuje na ose jednotlivých trubek v bodě, kde končí měřicí mechanismus. Na základě známých výšek úchytných bodů byla vytvořena první verze protikusu.



1 - Bod přední trubky horního ramene

2 - Bod zadní trubky horního ramene

3 - Bod přední trubky spodního ramene

4 - Bod zadní trubky spodního ramene

*Obr. 48 - První verze zatěžovacího přípravku přední nápravy*



Výsledky strukturální analýzy výše zobrazeného přípravku naznačovaly, že není třeba se zabývat napěťovou stránkou. Jedná se o ocelové plechy o tloušťce 5 mm, které budou zatíženy maximálně silou 2200 N při měření (silou 4500 N v simulacích), přípravek má tedy vysokou bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti.

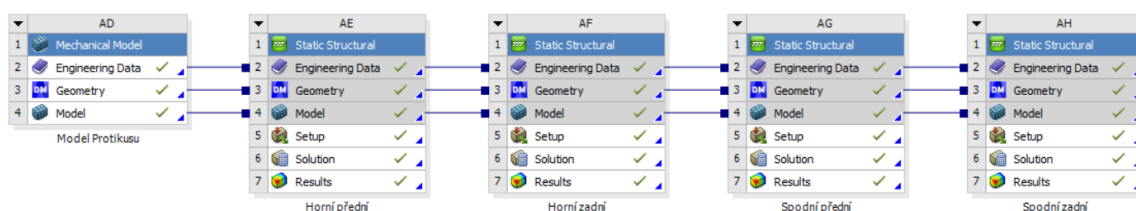
Z hlediska deformace jsou problematická místa úchytné body horního ramene (body 1 a 2 na Obr. 48). Při jejich zatížení dochází k velkému ohybu plechů, kvůli vysoce umístěným úchytným bodům. Aby se minimalizoval ohyb horních držáků, byla přidána žebra a podpory. Po vícero iteracích simulace a úpravách v modelu bylo dosaženo finální verze protikusu pro přední nápravu.



Obr. 49 - Finální verze protikusu přední nápravy

## 7.2.2 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PROTIKUSU PŘEDNÍ NÁPRAVY

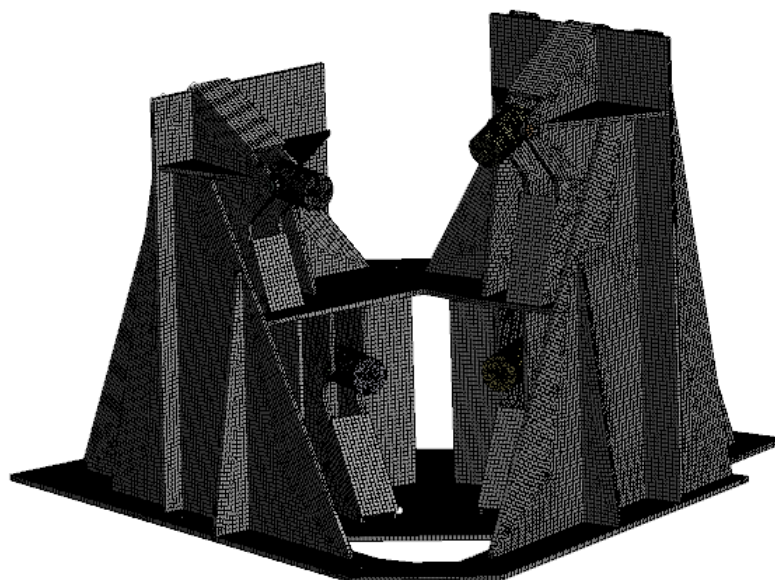
Pro simulaci měření byl do sestavy přidán první válec z měřicího mechanismu, aby bylo možné jednotlivé držáky zatížit ve směru osy ramene. Pro každý držák se udělala vlastní strukturální analýza.



Obr. 50 - Schéma deformační analýzy protikusu přední nápravy



Pro zjednodušení simulace byl přípravek spojen do jedné svařené konstrukce pomocí funkce „boolean“, a zjednodušené modely šroubů s plochou hlavou na obou koncích slouží k předepnutí měřicího válce. Použitá síť modelu je tvořena z hexa-dominantních kvadratických prvků o velikosti 4 mm.

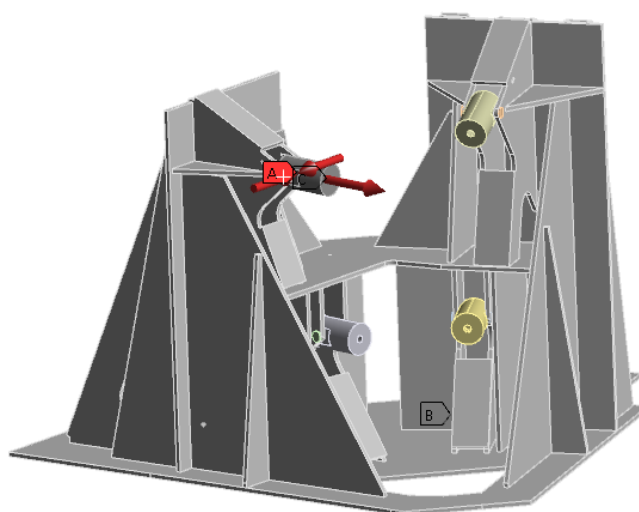


Obr. 51 - Model sítě pro strukturální analýzu

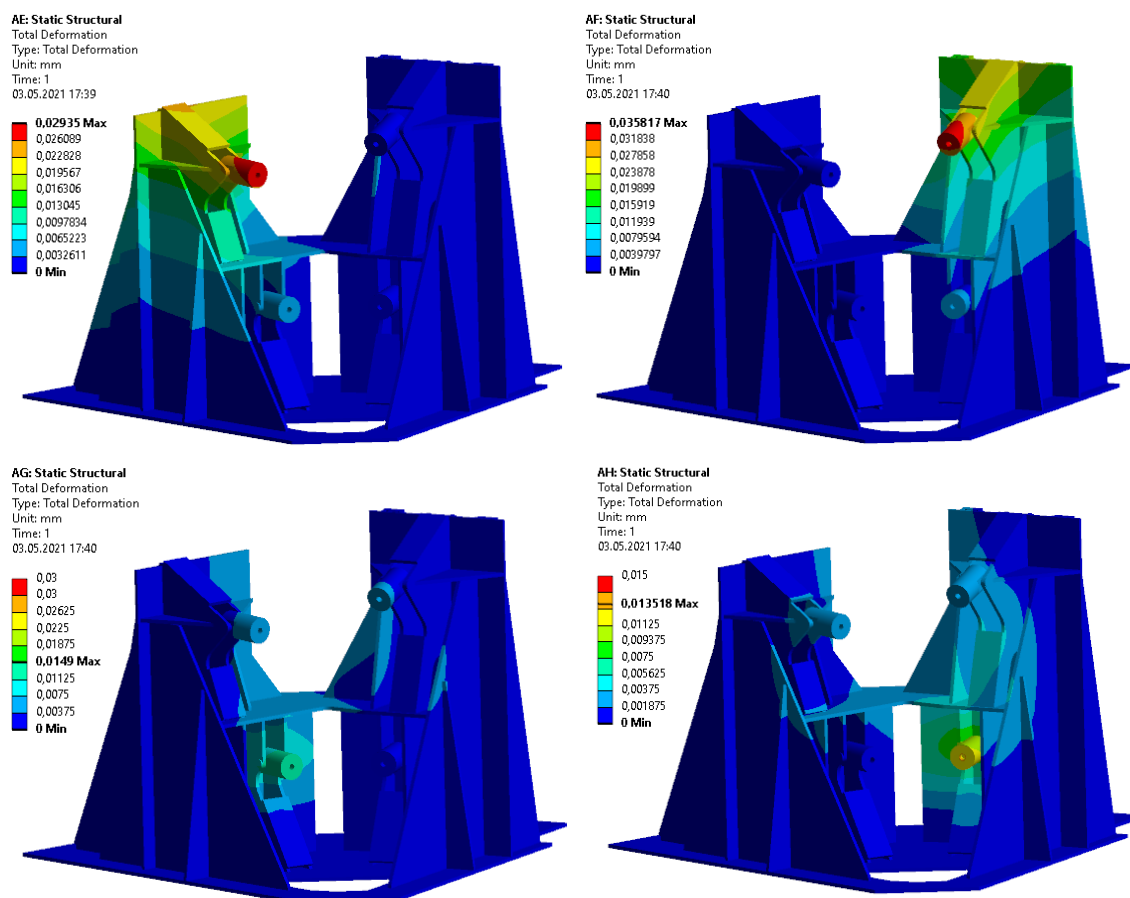
Při nastavení okrajových podmínek dochází v prvním kroku k předepnutí šroubu, a ve druhém k zatížení příslušného držáku v ose ramene pomocí příkazu „remote force“. Pohyb základní desky se zamezí ve všech třech osách příkazem „displacement“.

AE: Horní přední  
Static Structural  
Time: 1, s  
03.05.2021 17:23

- A** Bolt Pretension: 6000, N
- B** Displacement
- C** Remote Force: 4500, N



Obr. 52 - Nastavení okrajových podmínek pro jeden zátěžný stav

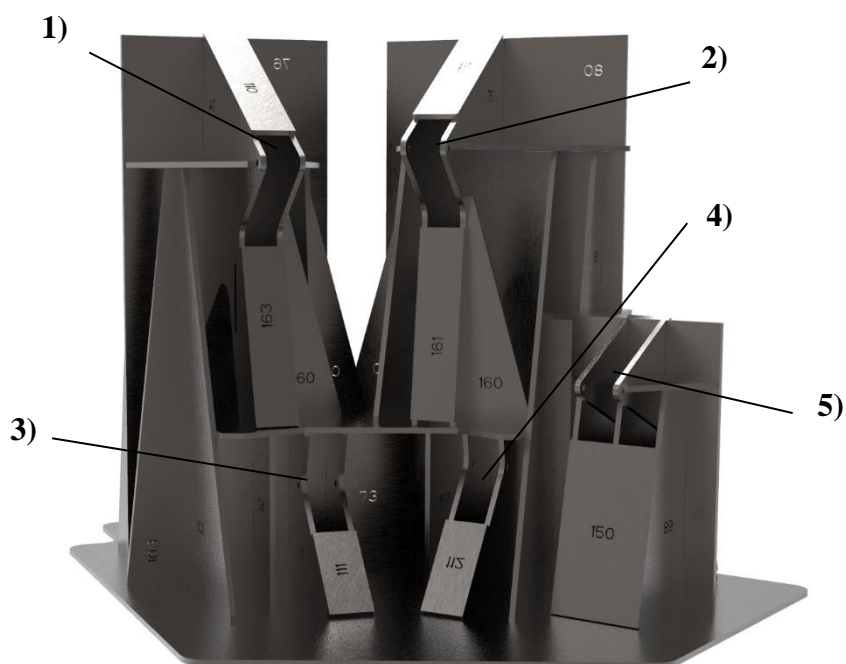


Obr. 53 - Výsledky deformační analýzy přípravku pro přední nápravu

Z výsledků strukturální analýzy lze vidět, že největší výchylka nastává při zatížení držáku zadní trubky horního ramene. Velikost této odchylky je 0,0358 mm, což je v procentuálním zastoupení 2,69 % celkové deformace ramene s monokokem, při zatížení stejnou silou, pokud výsledek porovnáme s deformací z kapitoly 4.2.5. Největší napětí má hodnotu 51 MPa. Při nastavení horní latky tolerance v hodnotě 5% výsledky vyhovují, a přípravek pro zatížení přední nápravy lze považovat za postačující pro splnění své funkce.

### 7.2.3 PROTİKUS ZADNÍ NÁPRAVY

Návrh zadní zátěžovací části přípravku proběhl stejným způsobem jako na přední nápravě. Byly navrženy základní úchytné body, které se vystužily po vícero iteracích deformační analýzy metodou konečných prvků. Důležitým rozdílem však je, že na zadní nápravě je kromě lichoběžníkových ramen připojen k monokoku i tyč sbíhavosti, jehož vyjádření tuhosti je důležité pro zjištění změny sbíhavosti vlivem elastokinematicky (viz kapitola 2.5.). Základna přípravku má volné plochy pro uchycení k zemi.

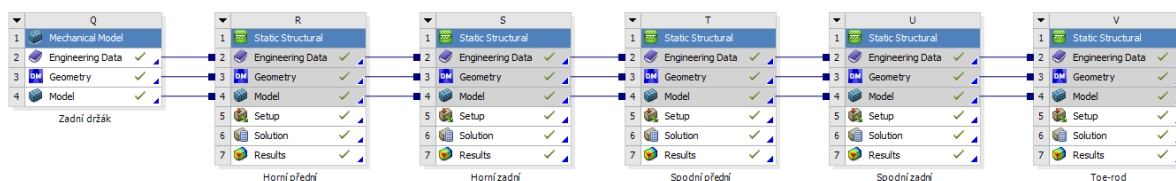


- 1) - Bod přední trubky horního ramene    2) - Bod zadní trubky horního ramene  
 3) - Bod přední trubky spodního ramene    4) - Bod zadní trubky spodního ramene  
 5) - Bod toe-rodu

*Obr. 54 - finální verze protikusu zadní nápravy*

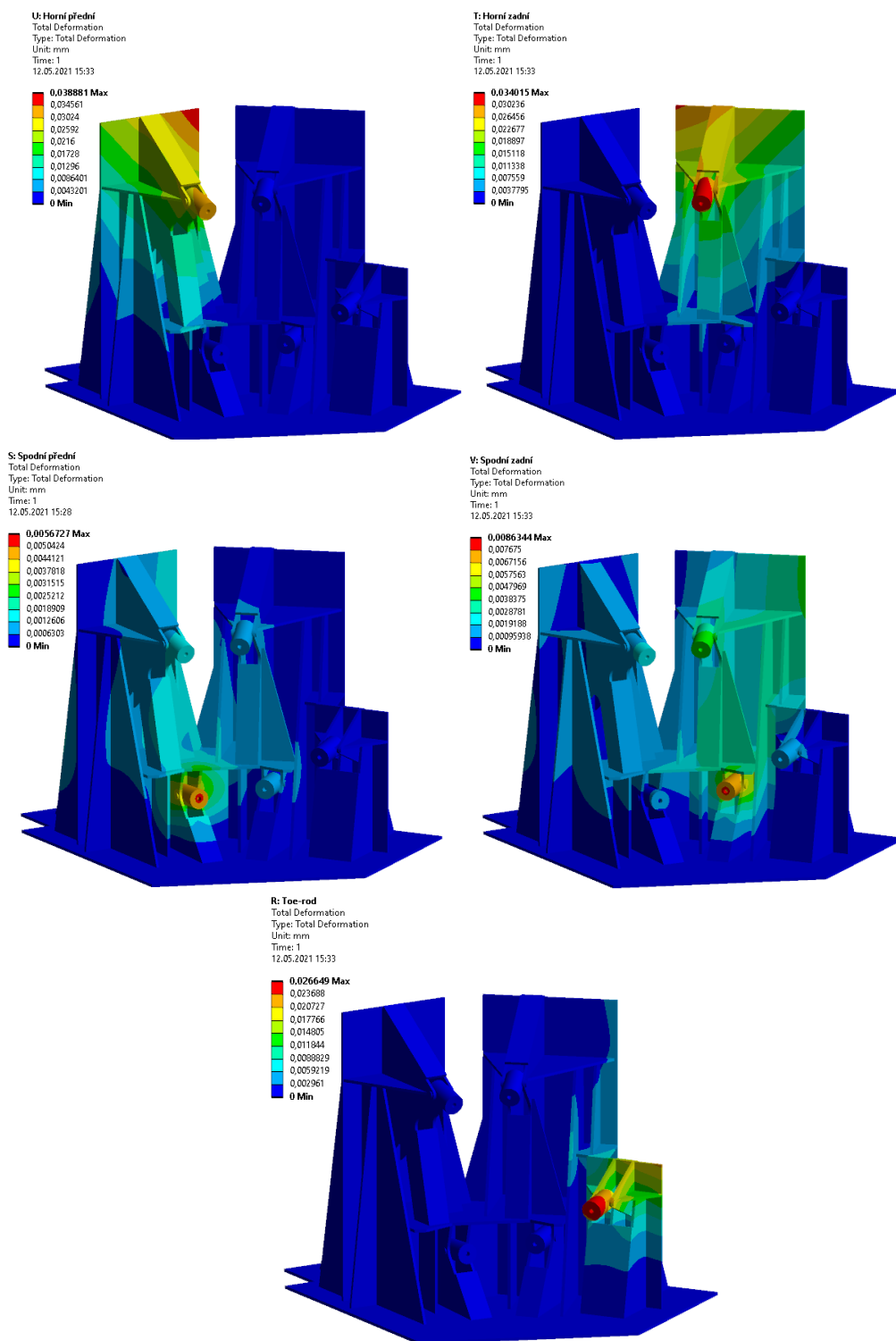
#### 7.2.4 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PROTIKUSU ZADNÍ NÁPRAVY

Simulace probíhala stejně, jako u přípravku přední nápravy, pouze přibyla analýza úchytného bodu toe-rodu.



*Obr. 55 - Schéma deformační analýzy protikusu zadní nápravy*

V porovnání s analýzou přípravku pro přední nápravu zůstal typ a velikost prvků, společně s nastavením okrajových podmínek, stejný (viz Obr. 51 a Obr. 52). Dochází k předeptnutí šroubů a následnému zatěžování v ose ramene pro každý úchytný bod zvlášť.

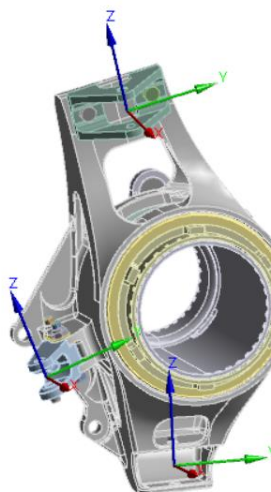


Obr. 56 - Výsledky deformační analýzy přípravku pro zadní nápravu

Maximální deformace má hodnotu zhruba 0,0389 mm a přísluší uchytnému bodu přední trubky horního ramene (Viz. Obr. 56). V porovnání s celkovou deformací trubky se jedná o procentuální zastoupení 2,92%. Deformace všech úchytných bodů (včetně bodu tyče sbíhavosti) spadá do povoleného rozmezí, a lze tedy prohlásit návrh protikusu zadní nápravy jako funkční. Tímto krokem je návrh přípravku pro měření ramen zkompletován.

## 8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘÍPRAVKU PRO MĚŘENÍ TĚHLICE

Deformaci těhlice je třeba měřit v každém úchytném bodě ve třech osách. Navrhnout jeden přípravek, ve kterém by bylo možné naměřit deformaci ve všech třech směrech, bylo z hlediska uchycení těhlice problematické. Z toho důvodu byly navrženy dvě konstrukce. Jedna slouží pro měření deformace v osách X a Y, a v druhé je těhlice uchycena jiným způsobem, pro měření v ose Z. Jak už bylo zmíněno v kapitole 6.2., deformace bude měřena tak, že bude těhlice postupně namáhána za každý úchytný bod, přičemž zbylé body budou připevněny k přípravku.

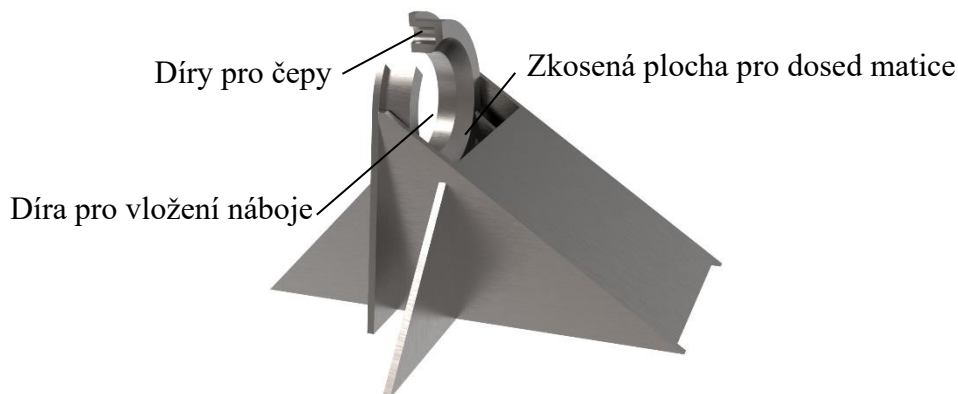


Obr. 57 – Souřadné systémy těhlice

### 8.1 PŘÍPRAVEK PRO MĚŘENÍ V OSÁCH X A Y

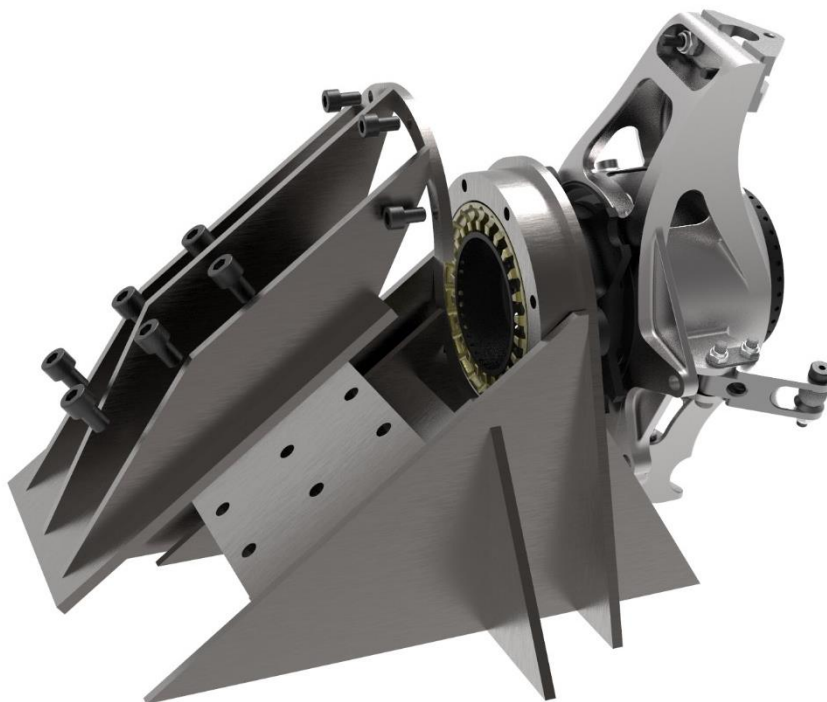
#### 8.1.1 DRŽÁK NÁBOJE

Pro naměření takového průběhu deformace, jaký přísluší těhlici, když je vozidlo v pohybu, ji bylo třeba v přípravku uchytit stejným způsobem, jakým je namontována na ráfek. Náboj je přes čepy a střed se závitem uložen do přípravku, ke kterému je utažen titanovou maticí.



Obr. 58 - První verze držáku těhlice

Při strukturální analýze docházelo k velkému vychýlení úložného válce pro těhlici. Bylo tedy třeba přidat kryt, který přidržuje horní část přípravku ke spodní svařené části. Jelikož by nebylo možné po svaření krytu s držákem nasadit na náboj matici, rozhodlo se jej připevnit přes šrouby. Po vícero návrzích byl na základě deformace celé sestavy (Viz Obr. 64) zvolen finální koncept držáku, zobrazený na Obr. 59.



*Obr. 59 - Finální návrh držáku těhlice*

### 8.1.2 DRŽÁKY BODŮ TĚHLICE

Ve všech bodech kromě hlavního upevnění těhlice bylo třeba navrhnout držáky tak, aby je bylo možné oddělat pro měření deformace daného bodu, a následně zase vrátit, pro upevnění bodu k přípravku. Z toho důvodu jsou všechny držáky upevněné přes šrouby k základní desce, kterých je co nejvíce, pro zajištění co největší stykové plochy.

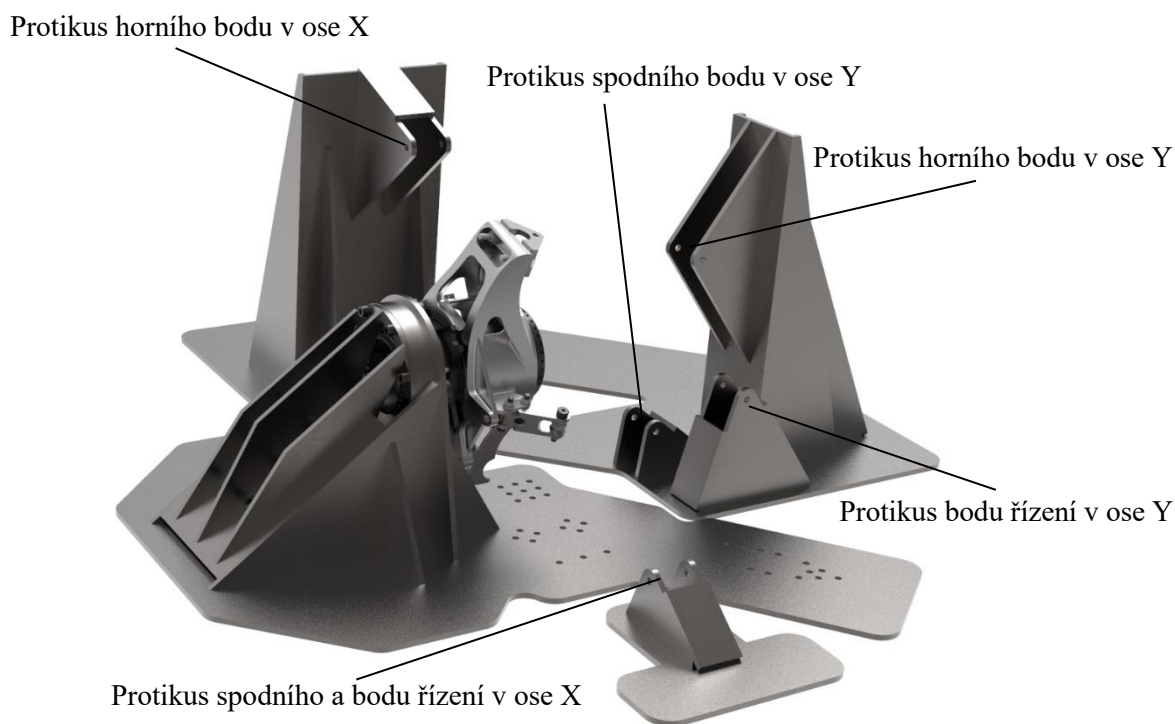


*Obr. 60 – Držáky spodního bodu, horního bodu a bodu řízení*



### 8.1.3 ZATĚŽUJÍCÍ PROTIKUSY

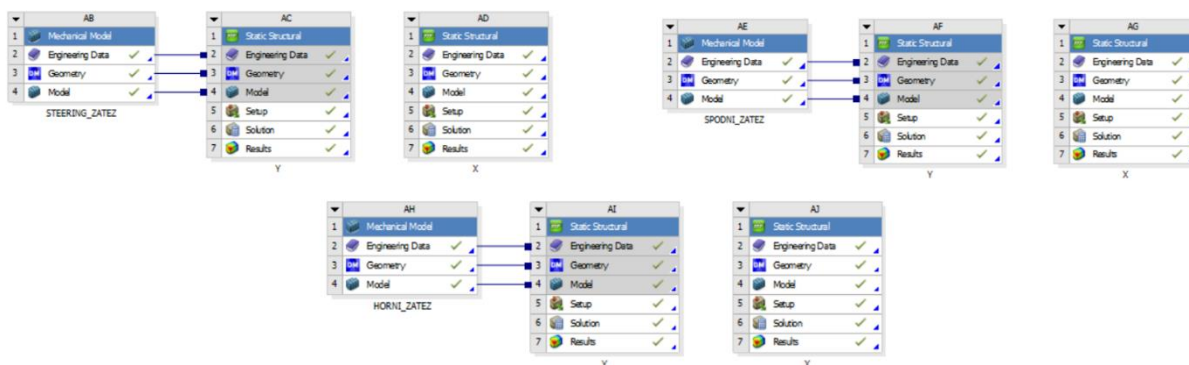
Princip zatěžujících protikusů je stejný, jako u přípravku pro měření deformace ramen. Jedná se o svařovanou konstrukci, ve které bude uchycený zatěžovací mechanismus a bude reagovat na jím vyvolanou zátěžnou sílu. Z důvodu výchylek při výrobě byly protikusy opět navrženy s vlastní základní deskou, která se před uchycením k zemi napoložuje vůči těhlici tak, aby docházelo k namáhání ve zvolených směrech.



Obr. 61 - Zátěžné protikusy přípravku pro měření deformace těhlíce v osách X a Y

### 8.1.4 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA DRŽÁKŮ

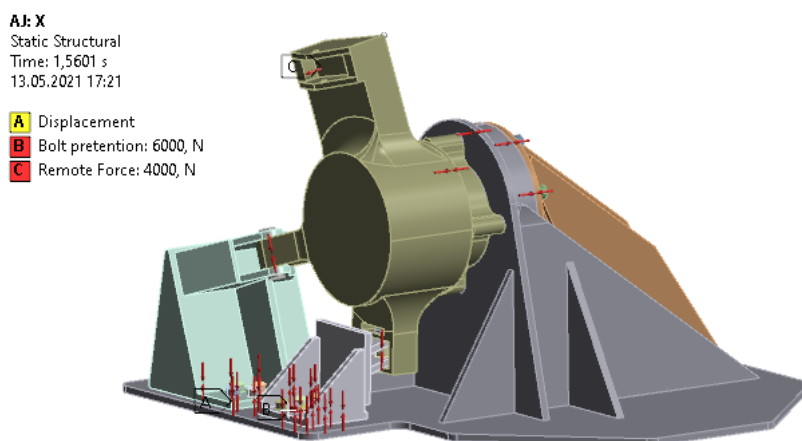
Přípravek prochází při měření celkově třemi zátěžnými stavy, kdy je těhlíce namáhána v jednom ze tří úchytných bodů. Bylo tedy potřeba prověřit deformaci držáků a zatěžujících protikusů ve všech třech zátěžných stavech, a zjistit, jestli má přípravek dostatečnou tuhost.



Obr. 62 - Schéma deformační analýzy všech tří zátěžných stavů přípravku těhlíce

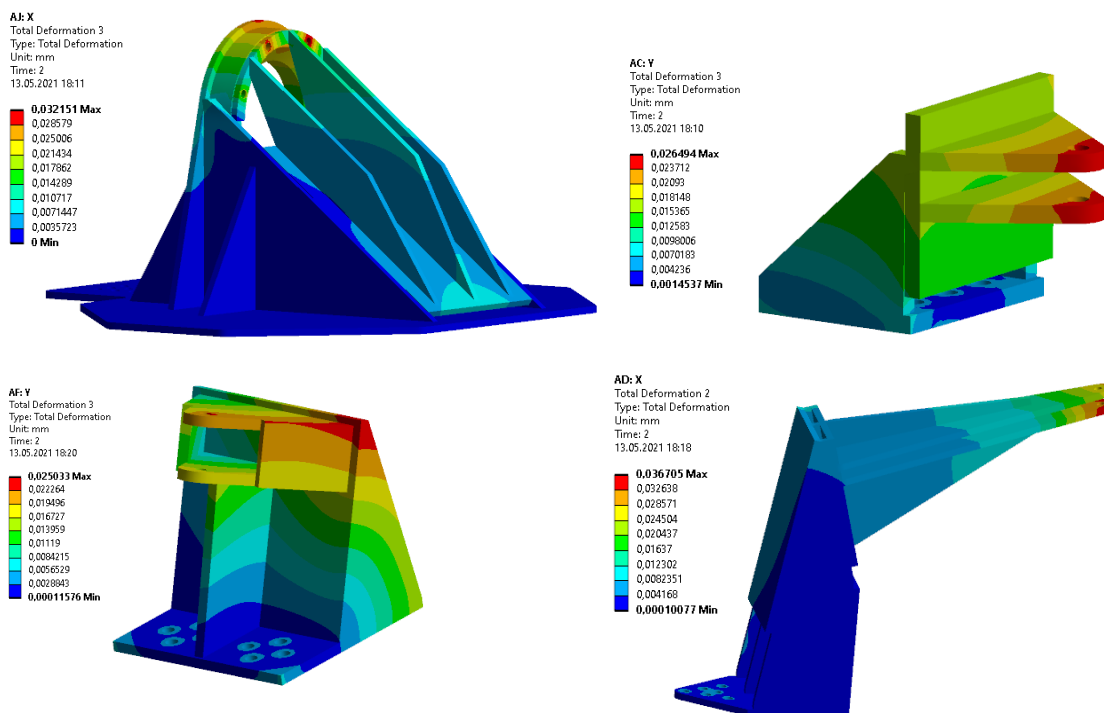


Jelikož průběh deformace jednoho držáku je ovlivněn tuhostí zbylých součástí, tak probíhala simulace zátěžných stavů v celém modelu přípravku. Pro zrychlení výpočtu byla sestava těhlice s nábojem nahrazena zjednodušeným modelem o vysoké tuhosti. V okrajových podmínkách byla analýza rozdělena do dvou kroků. V prvním dochází k předepnutí šroubů v těhlici a šroubů, předepínajících jednotlivé držáky k základní desce. Ve druhém kroku je těhlice zatížena v příslušném volném bodě. Pohyb základních desek je zamezen příkazem „displacement“.



Obr. 63 - Okrajové podmínky zatížení horního bodu v ose X

Po provedení simulací ve všech třech zátěžných stavech byla zjištěna maximální deformace každého z držáků těhlice, která je zobrazena na Obr. 64.



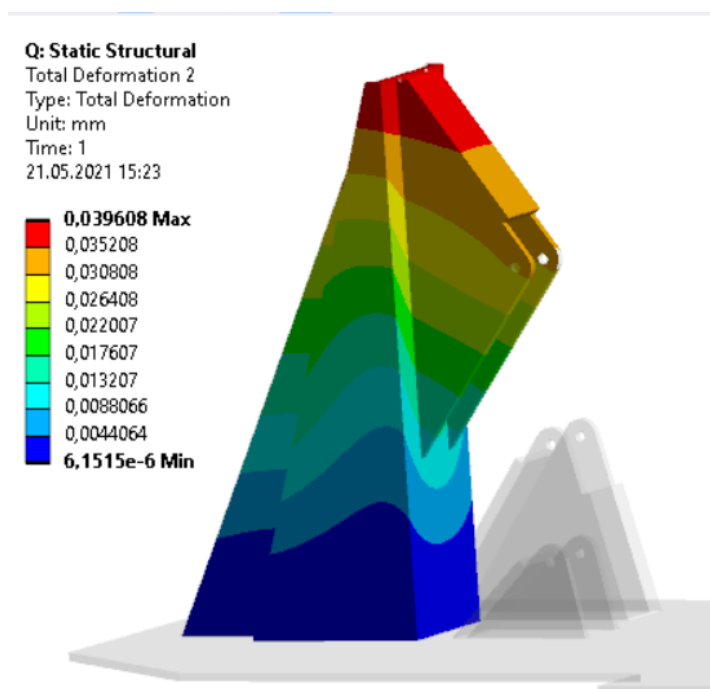
Obr. 64 – Maximální deformace držáků těhlice přípravku pro měření v osách X a Y

Z vyhodnocení deformační analýzy plyne, že největší deformaci o hodnotě 0,036 mm má držák horního bodu těhlice (kvůli největšímu rameni ohybu). Velice podobnou deformaci má také hlavní držák náboje. Přetvoření celé sestavy držáků se tedy pohybuje v podobném rozmezí, jako přetvoření přípravku pro měření ramen. I když je celková deformace těhlice oproti deformaci ramen značně menší, a její maximální výchylka ze všech stavů jízdy dělá zhruba 0,3 mm, tak je deformace přípravku dostatečně malá na to, aby byla zaručená přesnost měření, a dále se tedy držáky nemodifikovaly.

### 8.1.5 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PROTIKUSŮ

Ověřit deformaci bylo třeba hlavně u protikusu horního bodu. Úchytné části zbylých bodů mají malé rameno ohybu, a hodnota jejich výchylky se pohybovala okolo jedné setiny milimetru.

Schéma deformační analýzy, společně s podmínkami, je podobné, jako u držáků těhlice. Pohyb základní desky je zamezen příkazem „Displacement“, a pomocí „Remote force“ je na přípravek zavedena síla.



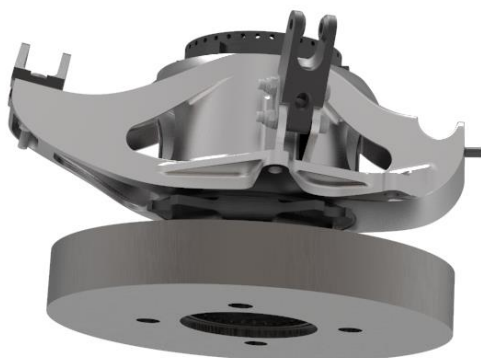
Obr. 65 - Deformace horního bodu protikusu

Deformace horního bodu protikusu těhlice má hodnotu 0,0396 mm. Z celé sestavy těhlice se jedná o součást, která má deformaci největší, ale stále se jedná o relativně malou hodnotu. Zároveň to není součást, která by ovlivnila měření kritickým způsobem. Důležitější je průběh deformace držáků, ve kterých je uložena těhlice, neboť jejich výchylky se zobrazí přímo v naměřených hodnotách.

## 8.2 PŘÍPRAVEK PRO MĚŘENÍ V OSE Z

### 8.2.1 DRŽÁK NÁBOJE

Při měření v ose Z dochází k namáhání těhlice v normálovém směru, vůči jejím dosedacím plochám pro šrouby. Uchycení těhlice je obdobné, jako v přípravku pro měření v osách X a Y, jen je pootočená o 90°, a tedy není třeba těhlici dotahovat k držáku. Její pohyb se zamezí, stejně jako v předchozí kapitole, pomocnými držáky jednotlivých úchytných bodů, a držák náboje tedy slouží pouze pro jeho uchycení. Pro jednoduchost výroby je dělaný z vícero ocelových plechů stejného profilu, které se svařují k sobě.



Obr. 66 - Držák náboje v ose Z

### 8.2.2 DRŽÁKY BODŮ TĚHLICE

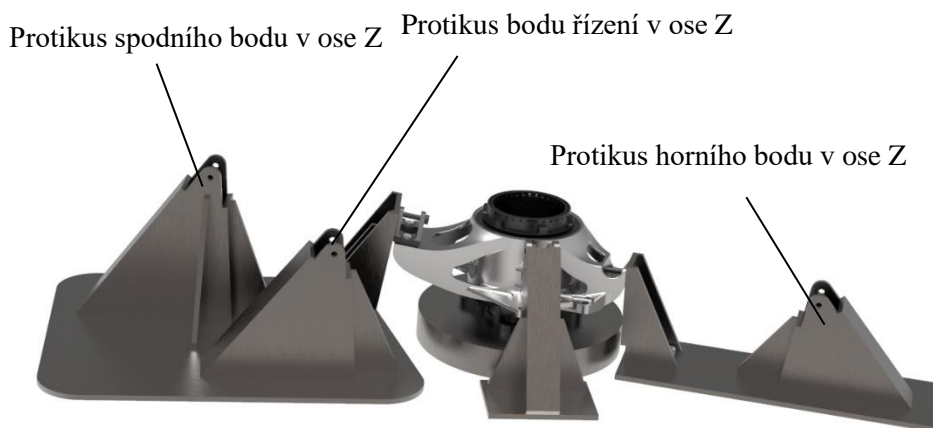
Stejně, jako u prvního přípravku těhlice, jsou držáky způsob, jakým je těhlice upevněna v neměřených bodech, a jsou dělané tak, aby je bylo možné odšroubovat, pro vložení zatěžovacího mechanismu.



Obr. 67 - Držáky spodního bodu, horního bodu a bodu řízení

### 8.2.3 ZATĚŽUJÍCÍ PROTIKUSY

Protikusy pro měření v ose Z jsou principálně stejné, jako pro měření v osách X a Y. Výhodou je, že je těhlice uchycena podélně, a tedy nedochází k tak velkému ohybu, jako například u protikusu horního bodu na Obr. 65.



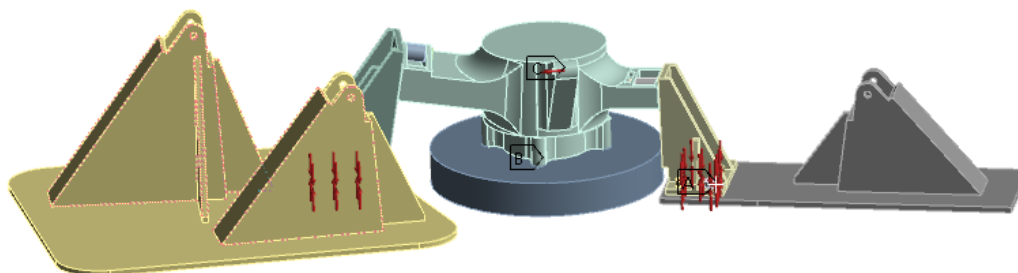
Obr. 68 - Zátěžné protikusy přípravku pro měření deformace těhlice v ose Z

### 8.2.4 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA DRŽÁKŮ

Opět byla provedena strukturální analýza třech zátěžných stavů, a z nich vyhodnocena pro každý držák ta nekritičtější deformace. Pohyb základní desky byl zamezen příkazem „Displacement“, všechny šrouby byly během prvního kroku předepnuty příkazem „bolt pretention“ a v druhé kroku byla sestava zatížena silou působící v jednom z úchytných bodů na náhradním modelu těhlice pomocí příkazu „remote force“.

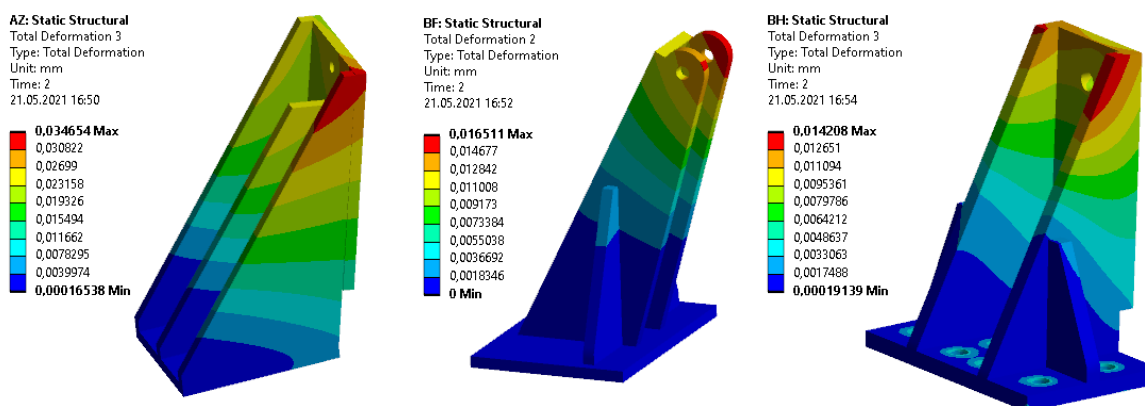
BH: Static Structural  
Static Structural  
Time: 2, s  
21.05.2021 16:58

- A Bolt Pretension: 6000, N
- B Displacement
- C Remote Force: 4500, N



Obr. 69 – Okrajové podmínky zatížení bodu řízení v ose Z

Po vyhodnocení všech zátěžných stavů byly vyjádřené následující maximální deformace pro každý z držáků.

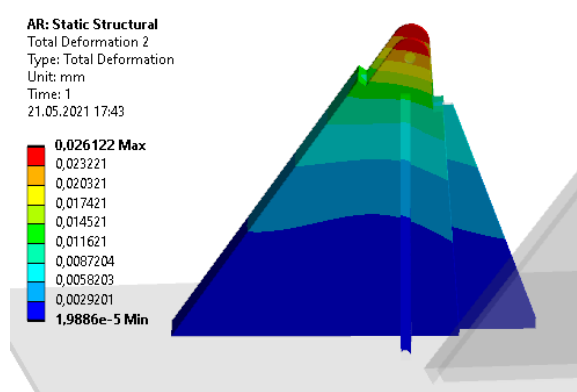


Obr. 70 - Maximální deformace držáků těhlice přípravku pro měření v ose Z

Přesto že mají držáky menší výšku, a tedy nedochází k tak velkému ohybovému momentu, jako např. u horního držáku na Obr. 64, ta mají relativně podobné deformace (Viz. držák spodního bodu). Podobné hodnoty jsou způsobené tím, že při zatížení bodu řízení dochází ke krutu držáků ve směru, ve kterém se plechy snáží deformují. Lze to vidět na Obr. 70, na kterém má každý držák největší deformaci jen na jedné straně, na kterou se zrovna držák natáčí.

### 8.2.5 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA PROTIKUSŮ

Jelikož jsou protikusy namáhané na tah a ohyb, tak proběhla kontrola deformace opět pouze u toho, který má úchytný bod v nejvyšší poloze.



Obr. 71 - Deformace protikusu horního bodu

Maximální deformace horního držáku je 0,026 mm, což je postačující k tomu, aby bylo možné návrh přípravku těhlice uzavřít. Tímto bylo dosaženo konstrukčních návrhů všech přípravků pro měření komponent podvozku. Dalším krokem byla úprava modelu a jeho zadání do výroby.

## 9 VÝROBA A MONTÁŽ

### 9.1 VÝROBA PŘÍPRAVKU

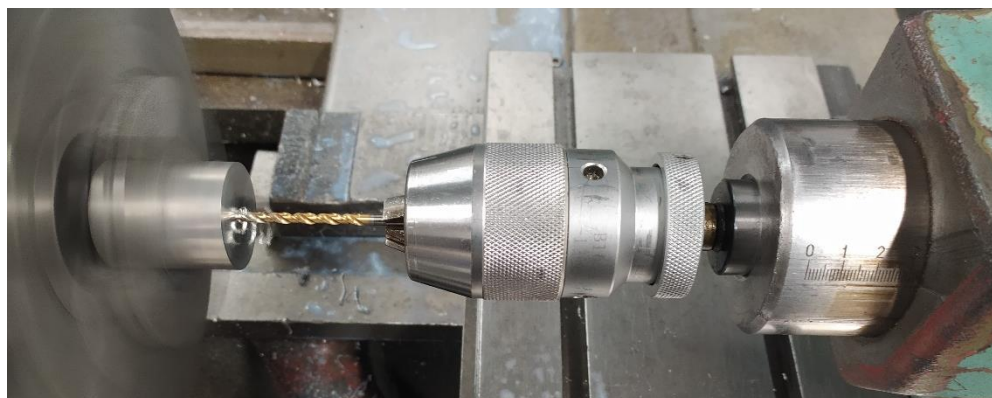
Přípravky jsou složeny z plechových kusů, vypálených laserem z ocelové desky. Před výrobou bylo třeba upravit model zámků plechů tak, aby byla zahrnuta výchylka při výrobě a průměr řezného paprsku. V zámcích byla proto mezi plechy zavedena vůle 0,1 mm pro zaručení snadné montáže. Následně byl vytvořen DXF (Drawing Exchange Format) soubor pro každou součást reprezentující přesné rozměry výpalků, které si převezme program pro pálení plechů.



*Obr. 72 - Pálení plechů přípravku pro měření deformace ramen*

### 9.2 VÝROBA ZATĚŽUJÍCÍHO MECHANISMU

Jelikož se sestava skládá především z válcových součástí, tak byly nejdříve vysoustruženy polotovary pro jednotlivé kusy a následně předvrtané díry pro vnitřní závity. Dále se vyfrézovaly výkusy v úchytech pro přípravek a měřenou součást. Mechanismus bylo třeba upravit kvůli náhlé změně tenzometru, která nastala z důvodu neschopnosti měřit tlak s původním zařízením. Úchyty přípravku a měřené součásti byly tedy upraveny pro vnější závit, aby je bylo možné našroubovat do konců nového tenzometru.

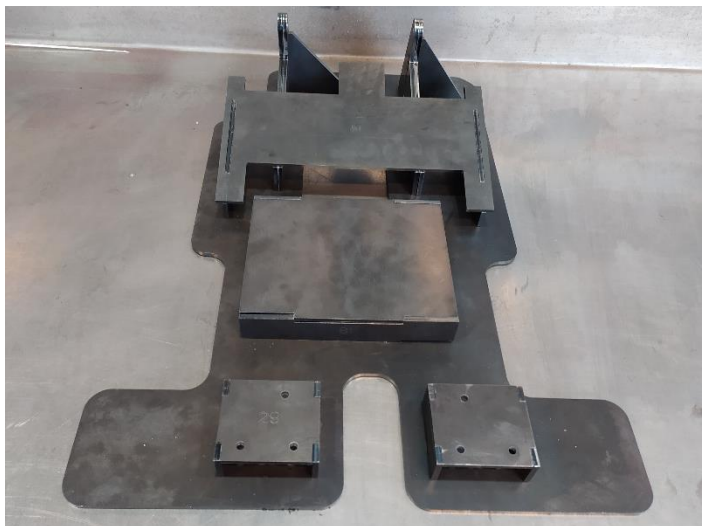


*Obr. 73 – Výroba mezikusu mechanismu*



### 9.3 MONTÁŽ PŘÍPRAVKU PRO MĚŘENÍ RAMEN

Po roztržení výpalků na jednotlivé části přípravku byly plechy odmaštěny a smirkovým papírem obroušeny po krajích pro dobré provaření. Následně se složily dohromady a znehybnily bodovým svárem. Monokok se umístil na přední a zadní držáky, a po kontrole funkčních rozměrů, s případnou úpravou přípravku, se jednotlivé kusy svařily na dobro.



*Obr. 74 - Zadní držák monokoku před svařením*

Na předním držáku bylo třeba převrtat díry, protože skutečná konstrukce monokoku se od počítačového modelu lehce lišila, a při svařování plechů došlo k jejich vychýlení od původní polohy vlivem vysokých teplot.



*Obr. 75 – Přední držák monokoku před svařením*

Zatěžující protikusy byly kvůli komplikovanějšímu sestavení svařeny po částech, ale postup byl stejný.



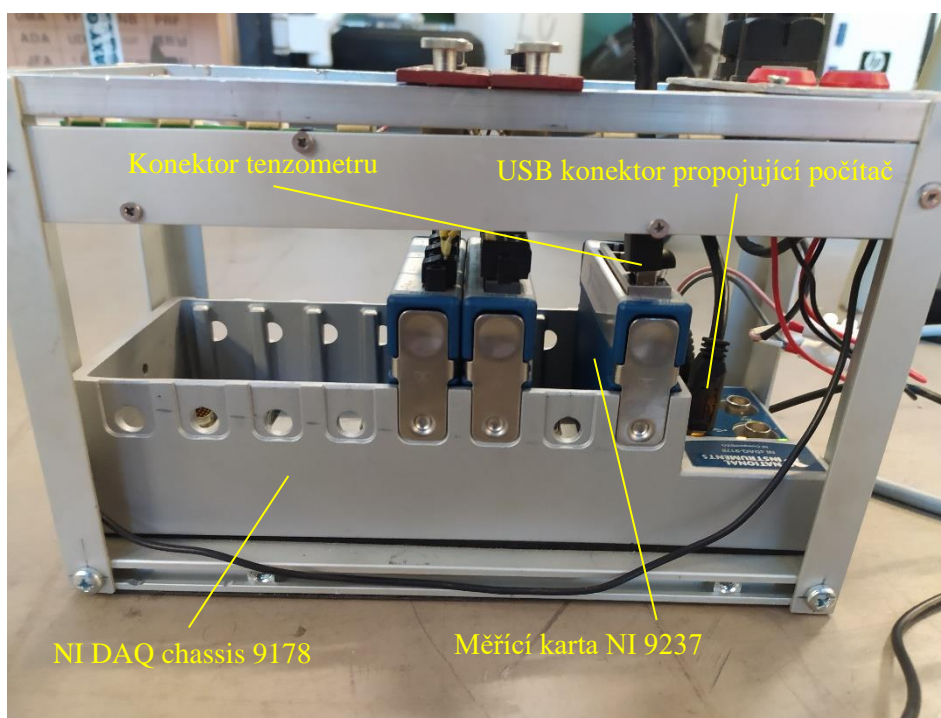
## 10 MĚŘENÍ

Bohužel bylo z finančních důvodů možné vyrobit včas pouze přípravek pro měření tuhosti ramen, a fotogrametrická kamera, která je nezbytnou součástí, byla dostupná jen po dobu jednoho dne. Z daných důvodů nebylo provedeno měření tuhosti pro všechny součásti vozidla, ale pouze pro ramena přední nápravy. Zbývá měření proběhnou v budoucnu, kdy budou dostupné všechny potřebné zdroje pro jeho provedení.

### 10.1 PŘÍPRAVA

#### 10.1.1 PŘÍPRAVA TENZOMETRU

Tenzometr S9M/20kN byl již dodavatelem zkalibrován, stačilo jej tedy jen zapojit. Z měřicího mechanismu byl nejdříve zapojen konektorem do měřicí karty, která z tenzometru přijímá změnu napětí, a 24 bitovým převodníkem analog-to-digital byla data posílána skrz USB konektor do počítače v digitální podobě. Pomocí logovacího programu byla na monitoru zobrazena snímaná síla.

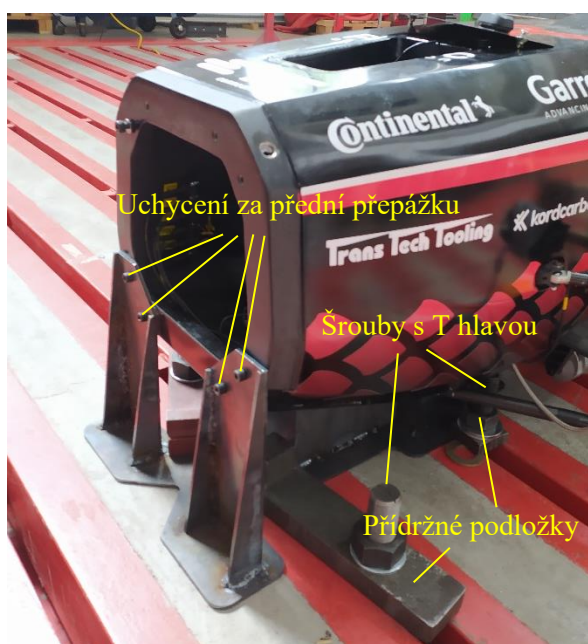


Obr. 76 - Napájený úložný prostor senzoriky

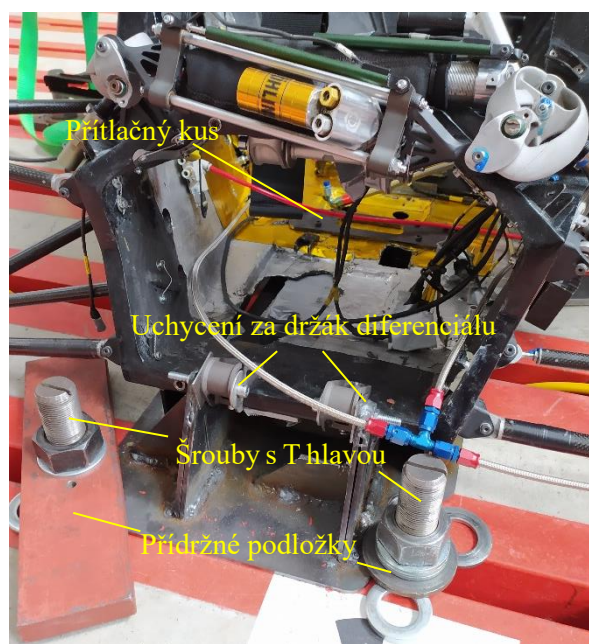
Po zapojení tenzometru na něj bylo zavěšeno závaží o známe hmotnosti, a v data loggeru se zkontrolovalo, zda byla kalibrační rovnice zadána správně. Z důvodu vysoké citlivosti tenzometru kolísala naměřená hodnota okolo hodnoty referenční v rozmezí několika Newtonů, jinak síla odpovídala hmotnosti závaží.

### 10.1.2 UPEVNĚNÍ MONOKOKU

Jako druhý krok bylo třeba uložit monokok s rameny do přípravku, a ten spolehlivě připevnit k zemi. Monokok byl položen na přední a zadní držák, vepředu uchycen šrouby skrz přední přepážku, vzadu za držáky diferencálu a přitlačným kusem skrz díry pro držák motoru přitážen k přípravku. Následně se přípravek obsahující šasi umístil na podlahu s T-drážkami, a pomocí příslušných šroubů s hlavou T, se celá sestava upevnila k podlaze.



Obr. 78 - Upevnění předního držáku



Obr. 77 - Upevnění zadního držáku

Po přitážení monokoku ocelovým profilem přes upínací popruhy vznikly obavy, že i přes daný způsob uložení, by se mohlo šasi naklánět do stran. Z toho důvodu byly přidány dva popruhy, které se provlékly za předek a zadek monokoku, a oba konce dodatečně přitáhly k podlaze.



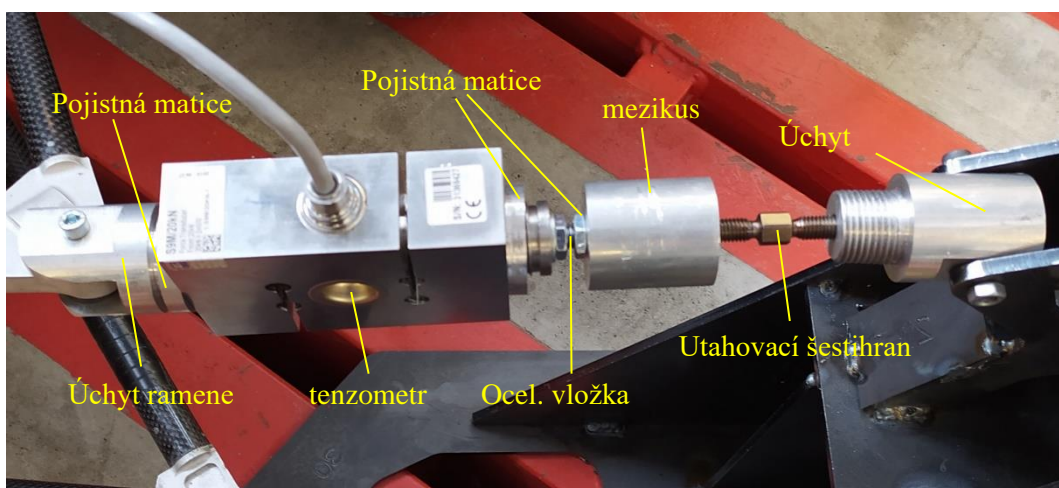
Obr. 79 – Finální upevnění monokoku k drážkované podlaze



### 10.1.3 POLOHOVÁNÍ ZATĚŽUJÍCÍHO PROTIKUSU

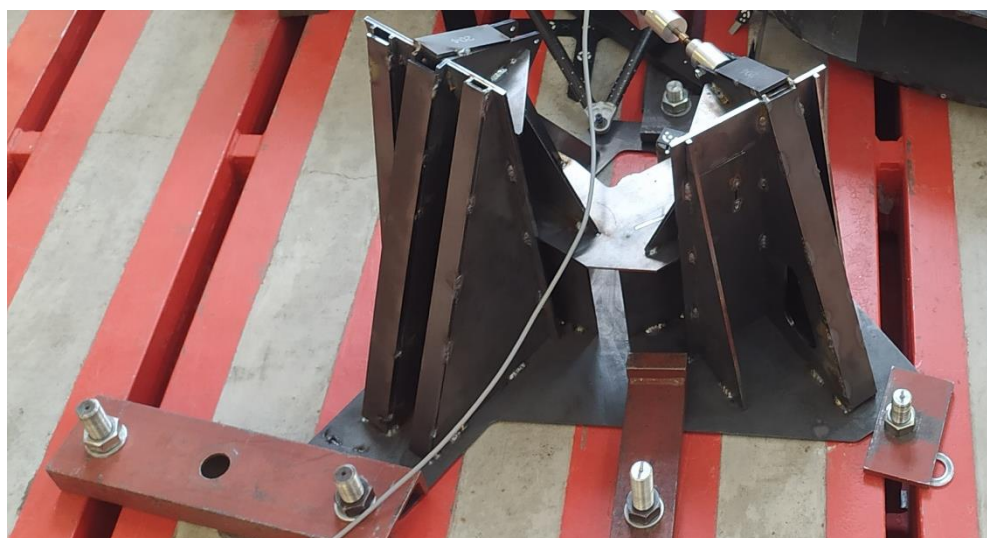
Ve chvíli, kdy byl monokok upevněný, bylo možné začít nastavovat zatěžující protikus s mechanismem. Jak už bylo řečeno, bylo nezbytné provést změnu tenzometru na poslední chvíli, proto je zatežující mechanismus lehce odlišný, od původního návrhu.

Úchyt ramene, do kterého byly vloženy podložky, se nasadil na měřené rameno. Našroubovala se na něj pojistná matice a tenzometr. Do druhého konce tenzometru se našroubovala ocelová vložka a do ní mezikus, který byl propojen šestihranem s levotočivým závitem na jedné straně, a pravotočivým na druhé, s úchytem do přípravku.



Obr. 80 - Modifikovaný zatěžovací mechanismus

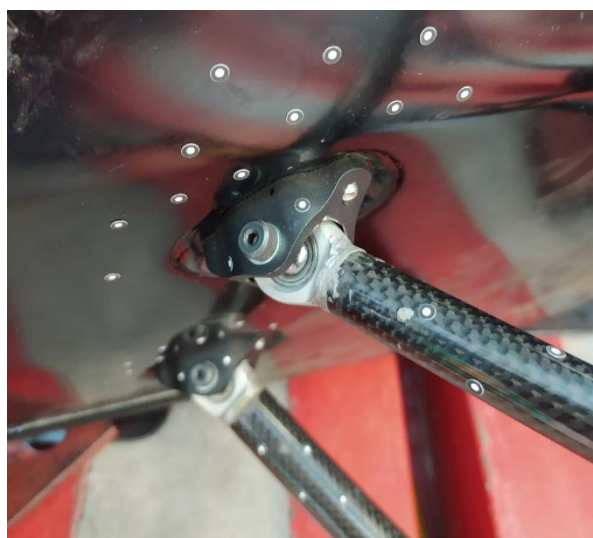
Úchyt přípravku se následně vložil do zatěžovacího protikusu, který se napolohoval tak, aby byl tenzometr v ose měřené trubky ramene. Protikus se připevnil k zemi stejným způsobem, jako držáky monokoku. Tímto byl celý příravek pro měření ramen napolohovaný, a mohlo se začít s chystáním příslušenství fotogrametrické kamery.



Obr. 81 - Zatěžovací protikus přední nápravy

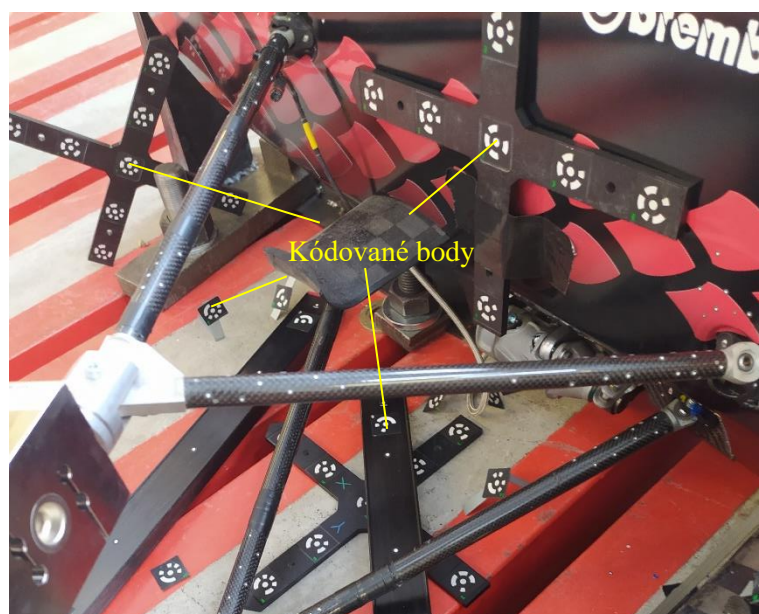
#### 10.1.4 UMÍSTĚNÍ REFERENČNÍCH BODŮ

Fotogrametrická kamera funguje na principu analýzy pohybu referenčních bodů vůči své původní, či předchozí poloze. Pro měření deformace ramene byly body nalepeny po jeho délce na různá místa po obvodu trubky. Dále byly rozmístěny body na každý držák ramen a v jeho okolí na monokok. Dané rozpoložení umožňovalo snímat deformaci samotného monokoku, držáku, či trubky zahrnující vlivy všech komponent. Zároveň bylo možné při vyhodnocování porovnat směrové odchylky jednotlivých bodových skupin vůči sobě.



Obr. 82 - Rozmístění měřených bodů

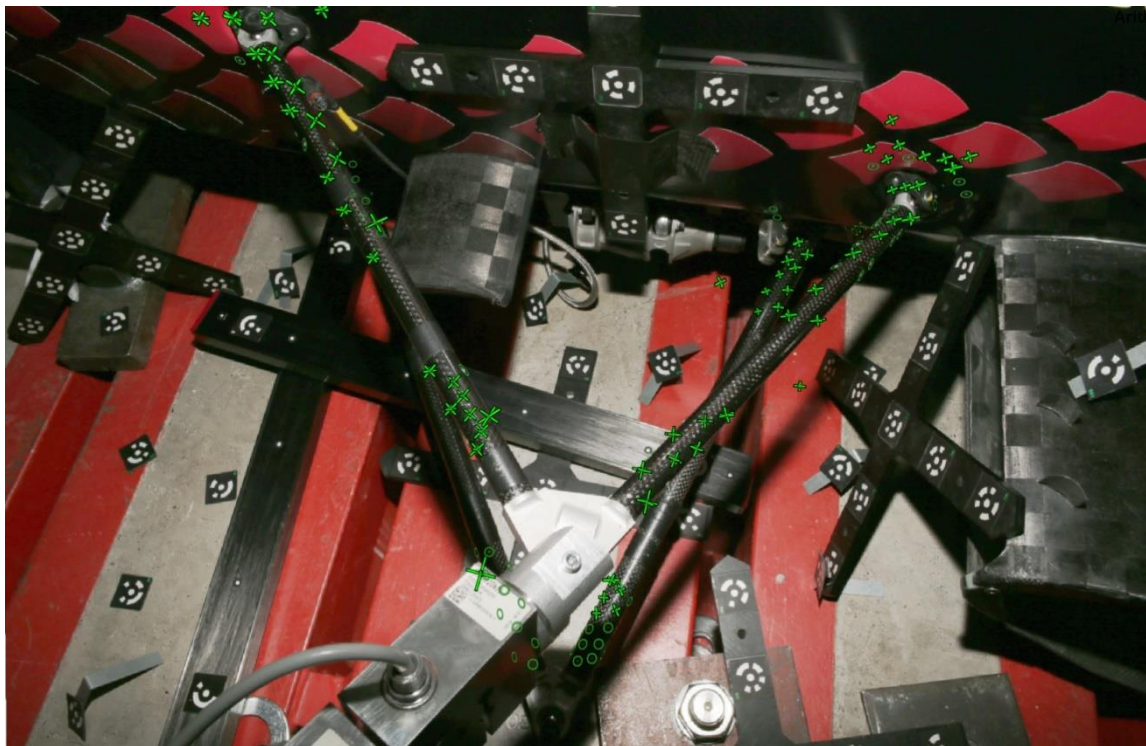
Následně se kolem měřených součástí rozmístily kódované body. Kříže s body (viz. Obr. 83) ustanovují polohu snímků v prostoru, podélné tyče (neboli „scale bars“) mají v softwaru zapsanou přesnou vzdálenost mezi body, co na nich leží, a tím udávají projektu měřítko.



Obr. 83 – Rozmístění kódovaných bodů

## 10.2 PRŮBĚH MĚŘENÍ

Postupně bylo každé rameno přední nápravy zatěžováno na tah, a následně na tlak. Před měřením byla každá trubka lehce předeprnutá, aby při dalším zatěžování nedocházelo ke změně její polohy a vychýlení osy, ale pouze k elastické deformaci nápravy. Dále byla udělána první várka snímků snímající všechny body na vozidle. Tyto snímky určily původní nulovou polohu každého bodu, ke které se bude odkazovat vektor vychýlení bodů měřených v dalším kroku, po navýšení zátěže. Proběhla kontrola ve skenovacím softwaru, zda byly body kamerou zaznamenány, a bylo možné začít měřit.



Obr. 84 - Kamerou snímáné body na přední nápravě

### 10.2.1 MĚŘENÍ NA TAH

Pro zavedení tahové síly v rameni, se šestihran v měřícím mechanismu stahovalo měřené rameno k ocelovému protikusu. Jak bylo zmíněno v kapitole 4.1.4., za jízdních podmínek na vozidlo působí síly, které jsou vypočítané programově, a působí po krátkou dobu. Jelikož při utahování šestihranu bylo rameno vystaveno zavedené síle po dobu několika minut, aby bylo možné pořídit všechny potřebné snímky, rozhodlo se měřit jak tah, tak i tlak do maximální zátěžné síly 2,2 kN, aby nedošlo k poškození šasi vlivem dlouhodobého vystavení síle.

Při utahování šestihranu se kontrolovala zavedená síla v rameni, jejíž přenos byl zobrazen na počítači v data loggeru. Rameno se zatěžovalo krokově po 500 N, přičemž po každém navýšení proběhlo snímání deformace. Následující tabulka obsahuje síly v každém snímaném kroku na přední nápravě.



Tab. 4 - Zavedené zátěžné tahové síly na přední nápravě

Typ zátěže	Tah			
Sestava	Přední náprava			
Součást	Horní rameno přední trubka	Horní rameno Zadní trubka	Spodní rameno přední trubka	Spodní rameno zadní trubka
Síla [N]	494,5	492	509	540
	1001	991	1001	1060
	1500	1520	1480	1504
	2017	2025	1980	2025
	2250	2250	2220	2192

Kvůli hysterezi a vymezení vůlí začala zavedená síla po utažení mírně klesat, z toho důvodu jsou v tabulce 4 mírné odchylky od požadované přesné hodnoty. Když bylo na rameni dosaženo síly 2,2 kN tak se po pořízení snímků síla vynulovala, a následovalo měření na tlak.



Obr. 85 - Zavedení tahové síly na zadní trubce horního ramene utažením šesthranu

### 10.2.2 MĚŘENÍ NA TLAK

Průběh měření při zatížení na tlak byl obdobný. Krokově, po 500 N, byla zaváděna síla, až do maximální hodnoty, a mezi každým navýšením byly pořízeny snímky měřených bodů.

Tab. 5 - Zavedené zátěžné tlakové síly na přední nápravě

Typ zátěže	Tlak			
Sestava	Přední náprava			
Součást	Horní rameno přední trubka	Horní rameno Zadní trubka	Spodní rameno přední trubka	Spodní rameno zadní trubka
Síla [N]	520	500	525	525
	1033	990	1050	995
	1502	1554	1450	1540
	2002	1920	-	-
	2200	-	-	-

Z tabulky 5 je zjevné, že pro tlak nebyly naměřeny všechny plánované hodnoty. U zadní trubky horního ramene se vzala jako maximální hodnota 1920 N, protože roztahování šestihranu pro zavedení síly 2 000 N šlo velmi ztuhla, a vznikaly obavy, že by mohlo dojít k naprasknutí trubky. U měření spodních ramen nebylo možné se dostat za zátěžnou sílu 1 600 N, neboť při překročení této hranice síla nerostla, a docházelo k vychýlení osy ramene od osy zatěžovacího mechanismu. Později bylo zjištěno, že dané chování bylo důsledkem vzpěru ocelové vložky v měřicím mechanismu. Pro vyhodnocení deformace v tlaku spodního ramene byly tedy použity pouze první tři naměřené hodnoty, které nebyly vzpěrem ovlivněny.



Obr. 86 – Snímání bodů spodního ramene fotogrammetrickou kamerou



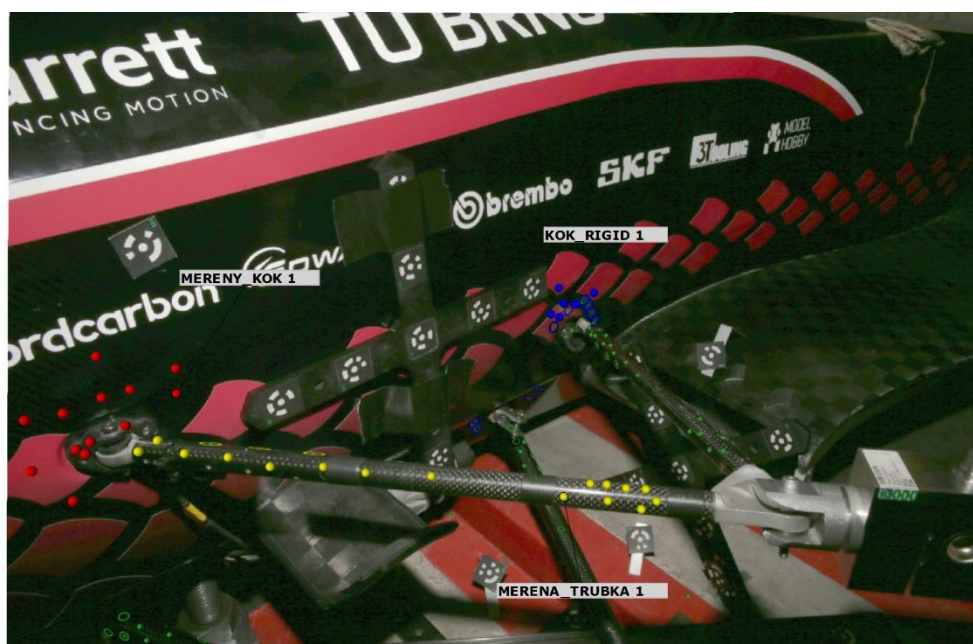
## 11 VYHODNOCENÍ

Po provedení měření bylo třeba správně zobrazit deformace jednotlivých částí vzhledem ke způsobu měření, a následně je porovnat se silou pro vyjádření tuhosti komponent.

### 11.1 VOLBA PEVNÉ ZÁKLADNY

Původní plán, jak zobrazit deformaci, bylo měřit deformace bodů vůči referenčním bodům na podlaze, které neměnily svoji polohu. Po zobrazení směrových vektorů však bylo jasné, že tento způsob je nevyhovující, neboť se v něm projeví i poddajnost uložení monokoku v držácích přípravku, jeho případné naklápění a vychýlení osy ramene, což jsou jevy, kvůli kterým dosahovala vyjádřená deformace nereálných výsledků. Z toho důvodu se vytvořila pro každé měření tuhá referenční plocha, která se skládala ze všech snímaných bodů na monokoku, které nebyly v okolí měřeného ramene. Všechny směrové vektory tedy vyjadřovaly deformaci vůči povrchu monokoku, a vlivy jeho vychýlení od původní polohy byly eliminovány.

Následující obázek zobrazuje rozdělení bodů do skupin. Žluté body jsou body měřeného ramene, červené body zobrazují měřenou oblast monokoku a modré body tvoří nedeformující se referenční plochu, ke které jsou vyjádřené posuvy bodů žlutých a červených.



Obr. 87 - Rozdělení bodových skupin podle funkce

Výše zmíněným způsobem se podařilo eliminovat parazitní poddajnost uložení monokoku v přípravku. Dále bylo třeba přijít na způsob, jakým se zbavit směrových vektorů vychýlení ramene od své původní osy. Jelikož je elasticita měřena až na jednotky tisíce milimetru, tak se každá minimální deformace ve výsledku projeví nezanedbatelným způsobem.

## 11.2 ZAVEDENÍ SOUŘADNÉHO SYSTÉMU

Souřadný systém pro vyjádření směrové deformace musí mít střed na ose měřené trubky, a jedna z hlavních os s ní musí být rovnoběžná. Z toho důvodu byl vytvořen válec, který protíná všechny body na měřené trubce, a k němu kolmá rovina. Průsečík roviny a osy válce byl zadán jako střed souřadnicového systému, a osa X byla zadána rovnoběžná s osou válce. Tímto způsobem byl vytvořen lokální souřadný systém na každé trubce.

Vytvořením souřadnicového systému tímto způsobem se zároveň dosáhlo zanedbání vlivu vychýlení osy trubky na deformaci. Směr osy X je definován válcem, který je s body na trubce přímo spojený. Pokud tedy při měření došlo k vychýlení osy trubky, tak dojde v softwaru i ke srovnání souřadnicového systému. Osa X je tedy ve všech případech rovnoběžná s trubkou, a jediná deformace, která se v ose X projeví, je elastická deformace trubky a monokoku.



Obr. 88 - Zavedení souřadnicového systému na přední trubce horního ramene

## 11.3 VYJÁDŘENÍ TUHOSTI

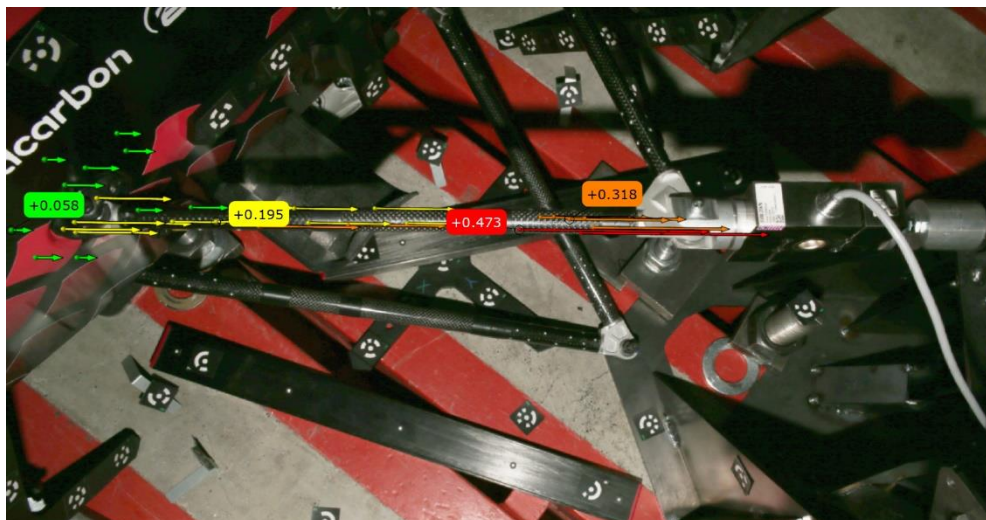
Ve chvíli, kdy byl zaveden způsob vyjádření deformace, společně se souřadným systémem, bylo možné vyjádřit směrové vektory deformace a zkontrolovat, zda odpovídají předpokladům. Při zatížení by měly vektory mířit ve směru osy X pro tah, proti směru pro tlak, se zvyšující zátěží by měla růst jejich velikost.

Pokud proběhlo měření správně pro všechny komponenty, tak bude možné vyjádřit celkovou tuhost každého uloženého ramene na přední nápravě.

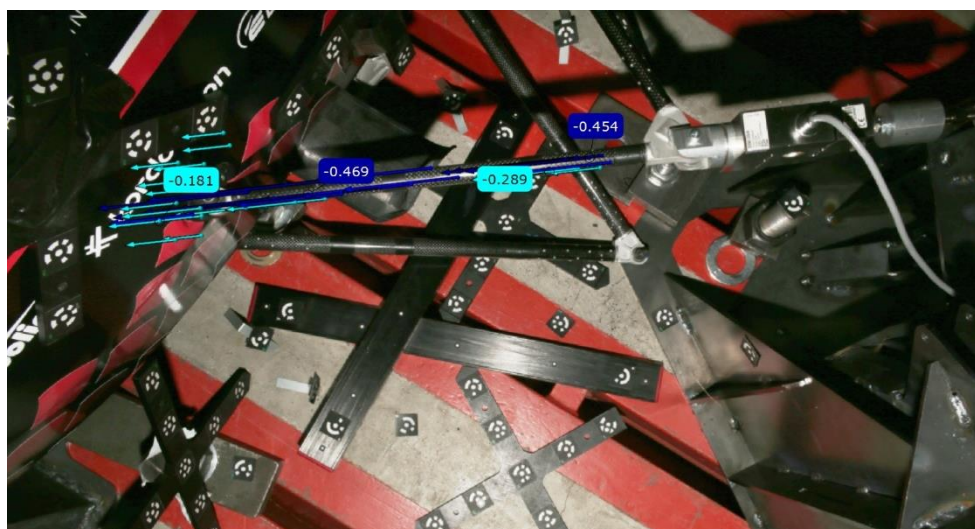


### 11.3.1 PŘEDNÍ TRUBKA HORNÍHO RAMENE

Na následujících dvou obrázcích lze vidět rozložení deformace v tahu a tlaku po celé délce přední trubky horního ramene, od monokoku po hliníkový inzert.



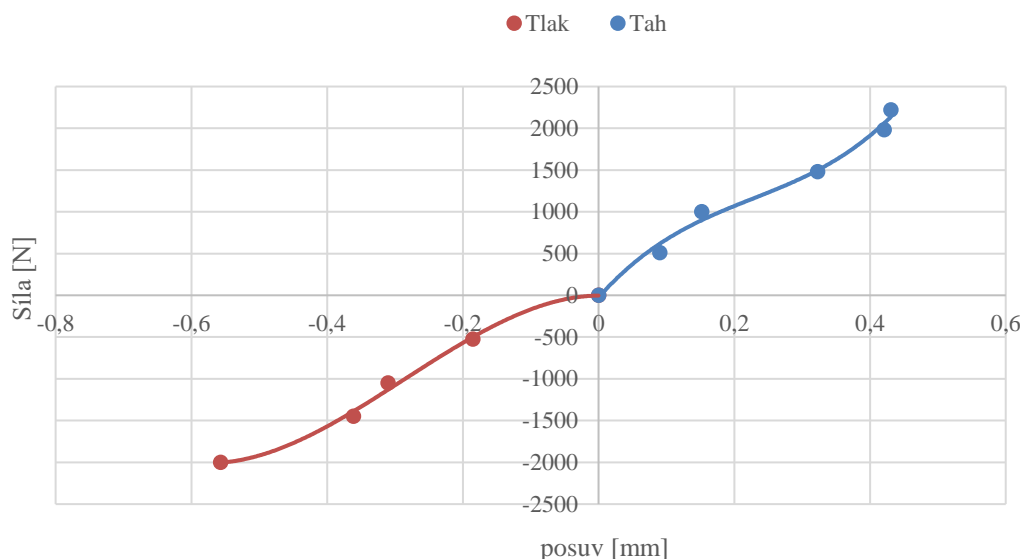
Obr. 89 – Deformace přední trubky horního ramene při zatížení 2017 N na tah



Obr. 90 – Deformace přední trubky horního ramene při zatížení 2004 N na tlak

Z obrázků lze přehledně vidět očekávaný jev, kdy body, které jsou od monokoku nejvíce vzdálené, mají největší deformaci. Zároveň je při tahovém působení směrová odchylka ve směru osy X souřadnicového systému, a při tlakovém má opačnou orientaci. Ve směrových vektorech se neprojevuje žádný nežádáný jev, je tedy možné z hodnot vytvořit závislost síly na deformaci. Jelikož má každý měřený bod vlastní průběh, bylo potřeba určit jejich střední hodnotu. Při vytvoření střední hodnoty deformace celé sestavy by došlo k vyjádření tuhosti zhruba uprostřed trubky, neboť by se maximální a minimální hodnoty vyrušily. Aby vyjádření tuhosti obsahovalo celou sestavu, určila se střední hodnota výchylky skupiny bodů, které byly rozmístěné po obvodu na konci trubky. Výsledné vychýlení každého kroku se následně dalo do závislosti s příslušící zátěžnou silou, a tím se vytvořila tuhost horního ramene, obsahující vliv monokoku, hliníkových inzertů, držáku se spojovacími součástmi a vůlí v uložení.

## TUHOST PŘEDNÍ TRUBKY HORNÍHO RAMENE



Graf 1 - Průběh tuhosti přední trubky horního ramene

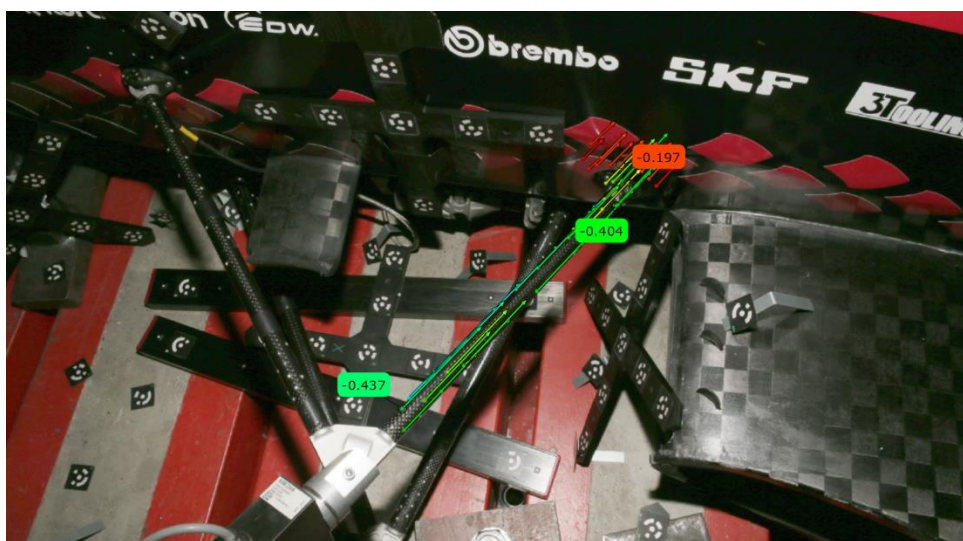
Graf 1 zobrazuje konečné vyjádření tuhosti. Levá část grafu zobrazuje průběh tuhosti ramene na tlak, a pravá část na tah. Jelikož není známý průběh, který by tuhost měla mít, tak byly body proložené tak, aby byly protnuty co nejlépe bez vzniku zákmitů. V případě tuhosti přední trubky horního ramene byly hodnoty deformace v tahu a tlaku proložené polynomy třetího stupně.

### 11.3.2 ZADNÍ TRUBKA HORNÍHO RAMENE

Na následujících dvou obrázcích lze vidět rozložení deformace v tahu a tlaku po celé délce zadní trubky horního ramene, od monokoku po hliníkový inzerť.



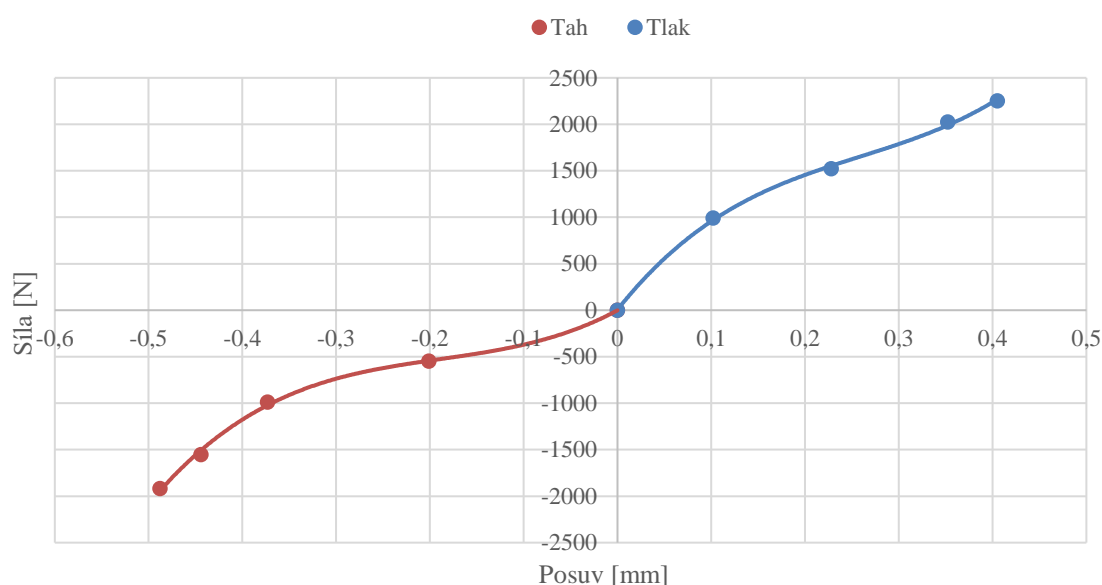
Obr. 91 - Deformace zadní trubky horního ramene při zatížení 2025 N na tah



Obr. 92 - Deformace přední trubky horního ramene při zatížení 1920 N na tlak

Směrové vektory deformace míří uniformně správným směrem podle toho, zda se zatěžuje na tah, či na tlak. Způsob vyjádření tuhosti je obdobný, jako u přední trubky horního ramene, a její průběh je zobrazen na Grafu 2.

## TUHOST ZADNÍ TRUBKY HORNÍHO RAMENE



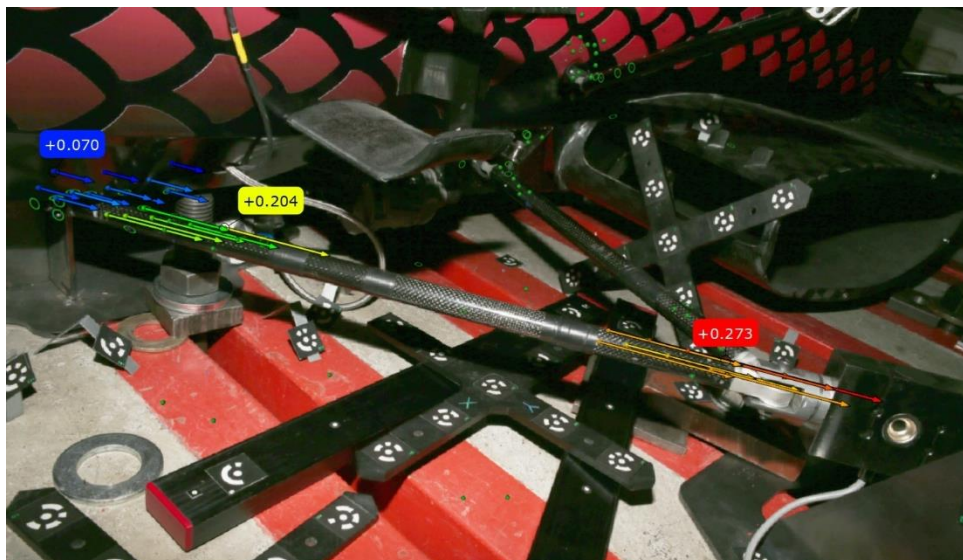
Graf 2 - Průběh tuhosti zadní trubky horního ramene

U horního ramene má tuhost zadní trubky podobný průběh, jako tuhost trubky přední (Pro porovnání viz Graf 1). výrazněji se liší pouze ve směrnici růstu pro tah, kdy směrnice přední trubky od nulové hodnoty roste, zatím co u zadní trubky ze začátku klesá. Body v tahu a tlaku byly proloženy polynomem třetího stupně, který jimi nejlépe procházel.

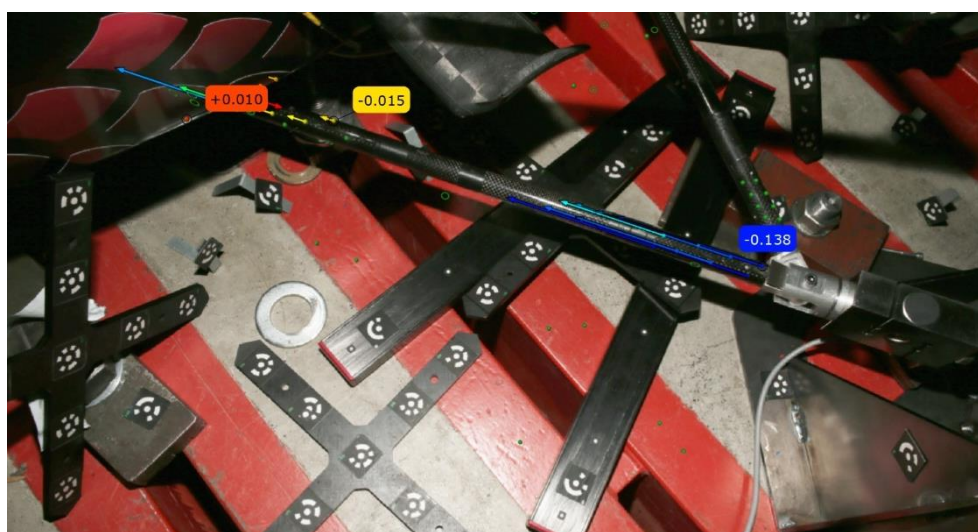


### 11.3.3 PŘEDNÍ TRUBKA SPODNÍHO RAMENE

Stejně jako u horního ramene proběhla nejdříve kontrola směrových vektorů, zda nedošlo k naměření chybných dat.



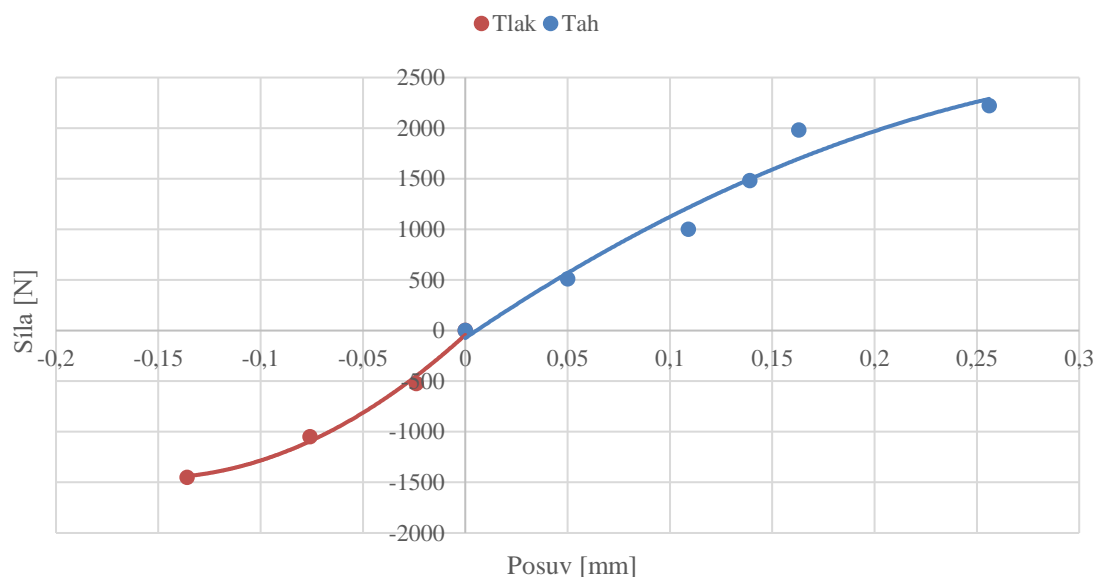
Obr. 93 - Deformace přední trubky spodního ramene při zatížení 2220 N na tah



Obr. 94- Deformace přední trubky spodního ramene při zatížení 1450 N na tlak

Z porovnání hodnot deformace a zátěžné síly je zřejmé, že přední trubka spodního ramene bude mít značně vyšší tuhost, než má horní rameno, jelikož při tahové síle 2220 N je maximální hodnota výchylky 0,273 mm, zatím co horní rameno se při podobné síle deformovalo o 0,473 mm (Viz. Obr. 89).

## TUHOST PŘEDNÍ TRUBKY SPODNÍHO RAMENE



Graf 3 - Průběh tuhosti přední trubky spodního ramene

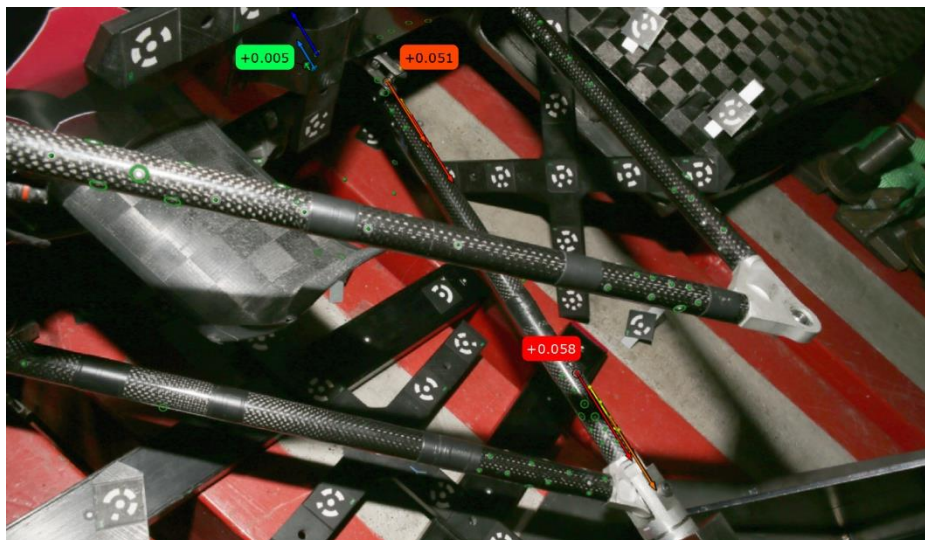
Z Grafu 3 lze vidět, že tuhost přední trubky spodního ramene je zhruba dvakrát vyšší, než tuhost stejné trubky na horním rameni, přestože jsou obě umístěné na části monokoku se stejnou strukturou (Viz. Obr. 34). Důvodem rozdílu průběhu tuhosti je rozdíl ve směru zatěžování tkanin. Zatímco přední držák horního ramene je uchycen k monokoku z boku, a tudíž dochází k jeho namáhání v normálovém směru vůči povrchu šasi, tak spodní držák je připevněný zespod. U spodního držáku proto dochází k namáhání tkanin monokoku ve stejné rovině, ve které jsou vedená jejich vlákna, která mají při namáhání v ose podstatně vyšší modul pružnosti, než při namáhání kolmo k povrchu (Viz. Tab. 1), a tudíž se méně deformují.

Průběh tuhosti v tlaku je zkrácený z dříve zmíněného důvodu, kdy docházelo při zatížení nad 1600 N ke vzpěru ocelové vložky v zatěžujícím mechanismu.

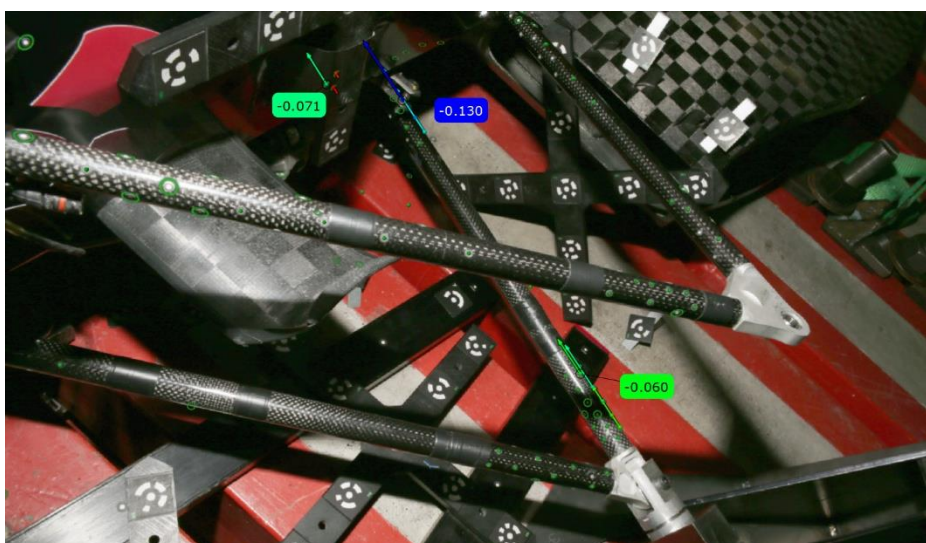


#### 11.3.4 ZADNÍ TRUBKA SPODNÍHO RAMENE

Zadní trubka spodního ramene je poslední součást přední nápravy, jejíž směrová deformace v tahu a tlaku je zobrazena na Obr. 95 a Obr. 96.



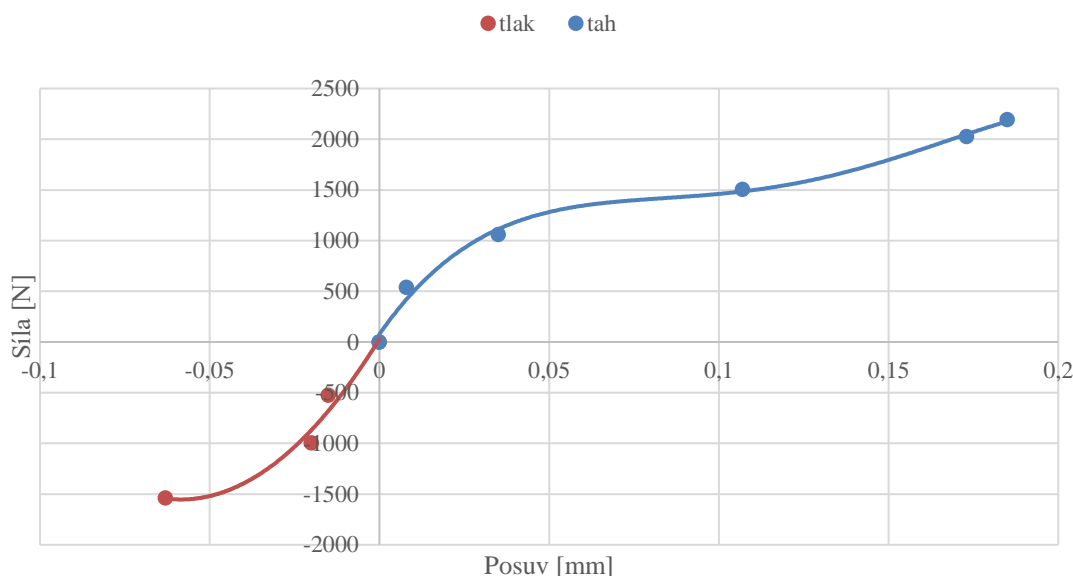
Obr. 95 - Deformace zadní trubky spodního ramene při zatížení 1060 N na tah



Obr. 96 - Deformace zadní trubky spodního ramene při zatížení 995 N na tlak

Zadní trubka spodního ramene nebyla naměřena ideálním způsobem. Data obsahovala malé množství vyhodnocených bodů kvůli špatně pořízeným snímkům, a kolem držáku na monokoku nebyl nalepený dostatek bodů, aby je bylo možné všechny vyhodnotit v každém kroku. Průběh tuhosti bylo vyhodnocen stejným způsobem, jako v předešlých případech, kdy se vytvořila střední hodnota deformace koncových bodů, ale nebylo možné spolehlivě porovnat deformaci monokoku a trubky ve všech bodech, pro zkontrolování správných směrových výchylek.

## TUHOST ZADNÍ TRUBKY SPODNÍHO RAMENE



Graf 4 - Průběh tuhosti zadní trubky spodního ramene

Tuhost je opět zhruba dvakrát vyšší než u horního ramene, protože se držák zadní trubky spodního ramene nachází na vyztužené části monokoku (na Obr. 34 zobrazená růžově) se zvýšenou tuhostí, kvůli uložení vahadel přední nápravy, která přenáší vysoké síly od kola do odpružení za jízdy.

Tímto jsou vyjádřeny průběhy tuhosti celé přední nápravy, se zahrnutím vlivu monokoku, držáků, způsobu uložení a jeho vůlím, společně s vlivem nedokonalostí při výrobě. Do budoucna bude třeba naměřit deformaci zadní nápravy, přeměřit určité části na přední nápravě pro získání lepších výsledků, a změřit deformaci sestavy těhlice, aby bylo možné jednotlivé tuhosti vložit do multi body softwaru, a tím získat realističtější simulace jízdních stavů.

## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vyjádřit tuhost jednotlivých komponent podvozku monopostu Dragon X pro přiblížení počítačových simulací jízdních stavů skutečným podmínkám. Při návrhu přípravků pro měření bylo třeba určit, jaké části vozidla se podílí na celkové poddajnosti zavěšení, což následně určilo, jakým způsobem se bude přistupovat ke konstrukčnímu návrhu měřicího zařízení, a jak se bude deformace součástí měřit a vyhodnocovat. Prvním rozhodnutím bylo zahrnout poddajnost monokoku do měření tuhosti ramen. Jednalo se o značné navýšení obtížnosti, neboť nestačilo navrhnout držák pro podélnou trubku, ale bylo potřeba zkonstruovat přípravek pro spolehlivé uchycení celého šasi, a následně navrhnout způsob, jakým budou jednotlivá ramena zatížena. Další rozhodnutí při návrhu bylo zahrnout do měření tuhosti těhlice i vliv náboje, ložisek, a způsobu, jakým je celá sestava upevněna na vozidle.

Z důvodu deformace jednotlivých součástí, která se pohybuje v rámci desítek milimetrů, byl zvolen způsob měření všech komponent pomocí fotogrammetrické kamery, která je schopná zaznamenat změnu polohy snímaných bodů na tisíce milimetru, a jevila se tedy jako nejlepší možnost, pro přesné vyjádření tuhosti. Kvůli tak vysoké citlivosti bylo potřeba zajistit, že jediné výchytky, které kamera zaznamená, budou elastické deformace. Z toho důvodu se zvolilo celý přípravek při měření upevnit k zemi, a tím jej znehybnit. Z určení způsobu měření také plynulo, že bylo nezbytné navrhnout, jak zatěžovat jednotlivé součásti nápravy, aby byla hodnota zátěže jednoznačně dána, a neměnila se po dobu, co by probíhalo pořizování snímků. U každého přípravku byl proto navržen protikus, který sloužil jako extrémě tuhá součást, vůči které se měřené komponenty buď stahovaly, nebo roztahovaly, a tím byly namáhány na tah, či tlak. Stahovací mechanismus byl tvořen šestihranem o levotočivém závitě na jedné straně, a pravotočivém na druhé. Zároveň byl do mechanismu zavedený tenzometr, který byl nezbytný pro kontrolu zátěžné síly.

Způsob měření deformace ramen byl zvolený na základě skutečnosti, že jsou za jízdních podmínek namáhána pouze na tah, či tlak, a proto bylo potřebné měřit deformaci pouze v ose každé trubky. U těhlice, která je namáhána prostorově, se zvolilo měřit deformaci každého úchytného bodu ve třech osách vlastního souřadného systému.

Po jednoznačném stanovení způsobu měření proběhl konstrukční návrh přípravků. Z hlediska vysokých požadavků na tuhost přípravku, jeho relativně levnou vyrobiteľnost a zároveň snadné sestavení, bylo rozhodnuto jej navrhnout z ocelových svařitelných výpalků o tloušťce 5 mm. Přípravek pro měření tuhosti ramen se skládal z držáku přední a zadní nápravy, společně se zatěžujícími protikusy o vysoké tuhosti, které měly úchytné body pro každé rameno. Přípravek pro měření těhlice měl podobné rozpořazení, kdy byla těhlice uchycena za náboj stejným způsobem, jakým je upevněna v ráfku za jízdy.

Z důvodu celkové situace s virem COVID-19 v roce 2021 nebylo možné vyrobit všechny přípravky včas, a proto do termínu ukončení této práce proběhlo pouze měření tuhosti sestavy ramen s monokokem. Při měření byl vyjádřen průběh tuhosti komponent přední nápravy, který zahrnoval kromě deformace ramene i vliv monokoku, jeho nedokonalosti, způsob uložení ramene v šasi, hliníkové držáky a inzerty.

V budoucnu proběhne měření zadní nápravy, společně s přeměřením nápravy přední a měřením poddajnosti sestavy těhlice. Díky nabytým zkušenostem bude měření upraveno tak, aby příště nedošlo ke drobným chybám a nedostatkům, které vedly k zneřesnění výsledků.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FSG: Concept. *Formula Student Germany* [online]. Germany [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/about/concept/>
- [2] FSG: Disciplines. *Formula Student Germany* [online]. Germany [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/about/disciplines/>
- [3] Formula Student East. In: *Facebook* [online]. 18 July 2019 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/formulastudenteast/photos/962755634104369>
- [4] Úspěchy | tubrnoracing.cz. *TU Brno Racing* [online]. Brno, c2021 [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://tubrnoracing.cz/o-nas/uspechy/>
- [5] Dragon X a ED1. In: *Soukromý disk týmu TU Brno Racing: Fotky* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2016, 8. 12. 2020 [cit. 2021-04-12].
- [6] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, c1995. ISBN 1-56091-526-9.
- [7] REIMPELL, Jörn, Helmut STOLL a Jürgen BETZLER. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2nd ed. Oxford: Reed Educational and Professional Publishing, 2001. ISBN 0-7506-5054-0.
- [8] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vydání. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [9] Rear wheel lift. In: *Suspension Secrets* [online]. Cheshire, 2018 [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://i2.wp.com/suspensionsecrets.co.uk/wp-content/uploads/2018/06/rear-wheel-lift.jpg?w=750&ssl=1>
- [10] RWD Roll centres. In: *Suspension Secrets* [online]. Cheshire, 2018 [cit. 2021-04-17]. Dostupné z: <https://i2.wp.com/suspensionsecrets.co.uk/wp-content/uploads/2018/06/RWD-roll-centres.jpg?w=750&ssl=1>
- [11] Roll Centre and Roll Moment. *Suspension Secrets* [online]. Cheshire, 2018 [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://suspensionsecrets.co.uk/roll-centre-and-roll-moment/>
- [12] Třetí elipsa pneumatiky Formule Student. In: *Soukromý disk týmu TU Brno Racing* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019, 4.6.2019 [cit. 2021-04-17].
- [13] Dynamis PRC. In: *Facebook* [online]. 3 January 2021 [cit. 2021-04-17]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/DynamisPRC/photos/5154727631211557>
- [14] Toe, as seen from the top of the car. In: *WapCar* [online]. Malaysia, 2020 [cit. 2021-04-17]. Dostupné z: [https://images.wapcar.my/file1/305c0b25018a44e2937b48bf68af698b\\_800.jpg](https://images.wapcar.my/file1/305c0b25018a44e2937b48bf68af698b_800.jpg)

- [15] Wheel caster alignment. In: *Low Offset* [online]. c2021 [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://low-offset.com/wp-content/uploads/2020/12/wheel-caster-alignment-768x219.jpg>
- [16] History of Formula SAE. *FSAEOnline.com* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>
- [17] Camber. *Suspension Secrets* [online]. Cheshire, 2018 [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://suspensionsecrets.co.uk/camber/>
- [18] URBAN, Marek. Knowledge transfer - OptimumG. In: *Soukromý disk týmu TU Brno Racing* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019 [cit. 2021-04-19].
- [19] Toe. *Suspension Secrets* [online]. Cheshire, 2018 [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://suspensionsecrets.co.uk/toe/>
- [20] Caster. *Suspension Secrets* [online]. Cheshire, 2017 [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://suspensionsecrets.co.uk/caster/>
- [21] TRITP: Optical photogrammetry system. *Precise Industrial 3D Metrology / GOM* [online]. [cit. 2021-5-2]. Dostupné z: <https://www.gom.com/en/products/3d-scanning/tritop>
- [22] Photogrammetry tritop 8. *Capture3d* [online]. [cit. 2021-5-2]. Dostupné z: <https://www.capture3d.com/images/products/photogrammetry-tritop-8.jpg>
- [23] ROUELLE, Claude. OptimumG: Applied Vehicle dynamics seminar. *Optimumg* [online]. 6450 S. Quebec St., Ste. 5-28 Centennial, CO 80111, USA, 2018 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://optimumg.com/our-seminars/>
- [24] Continental Formula Student Tire: Competition Tire 2019 (C19) - Documentation. *Continental* [online]. Germany, 2019 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.continental.com/cs-cz>
- [25] *Vlastnosti uhlíkových trubek* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: Soukromý disk týmu TU Brno Racing
- [26] *Knihovna kompozitních materiálů - TU Brno Racing* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2018 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: Soukromý disk týmu TU Brno Racing
- [27] *Výroba monokoku DX* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019, 2019 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: Soukromý disk týmu TU Brno Racing
- [28] *Skladba DX* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019, 2019 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: Soukromý disk týmu TU Brno Racing
- [29] *Vrstvy monokoku DX* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019, 2019 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: Soukromý disk týmu TU Brno Racing

- [30] Analysis\_003. *Soukromý disk týmu TU Brno Racing* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2020, 16.3.2020 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: Soukromý disk týmu TU Brno Racing

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$F_{Ac}$	[N]	Akcelerační síla
$F_B$	[N]	Síla od geometrického přenosu hmotnosti
$F_B$	[N]	Boční síla
$F_{Br}$	[N]	Brzdná síla
$F_H$	[N]	Hnací síla
$F_{Hr}$	[N]	Reakční síla horního ramene
$F_{Rf}$	[N]	Reakční síla přední trubky zadního ramene
$F_{Rr}$	[N]	Reakční síla zadní trubky zadního ramene
$F_S$	[N]	Síla stlačení
$F_{Sr}$	[N]	Reakční síla spodního ramene
$F_T$	[N]	Reakční síla v tyči řízení
$F_t$	[N]	Reakční síla v tyči sbíhavosti
$F_V$	[N]	Síla vyvážení
$F_V$	[N]	Síla valivého odporu
$M_k$	[N·m]	Klopící moment
$OS$	[-]	Okamžitý střed klopení
$r_a$	[m]	Rameno mezi osou pneumatiky a sférickým ložiskem těhlice
$R_o$	[-]	Střed klopení
$r_\sigma$	[m]	Poloměr rejdu
$T$	[-]	Těžiště
$\gamma$	[°]	Úhel odklonu
$\sigma$	[°]	Příklon rejdivého čepu